

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

# **Suspension system for steered wheel of vehicle - uses speed or angular sensor to adjust wheel position on curves**

**Patent number:** DE4323024

**Publication date:** 1994-01-13

**Inventor:** HIRABAYASHI SHIGEFUMI (JP); ANDO FUMITAKA (JP); EDAHIRO TAKESHI (JP)

**Applicant:** MAZDA MOTOR (JP)

**Classification:**


- International: B60G3/18; B60G17/00; B62D17/00; B62D15/02

- european: B60G3/20, B60G7/00D, B60G17/015A2, B62D17/00

**Application number:** DE19934323024 19930709

**Priority number(s):** JP19920207406 19920710; JP19920207407 19920710; JP19920207594 19920709; JP19920207595 19920709

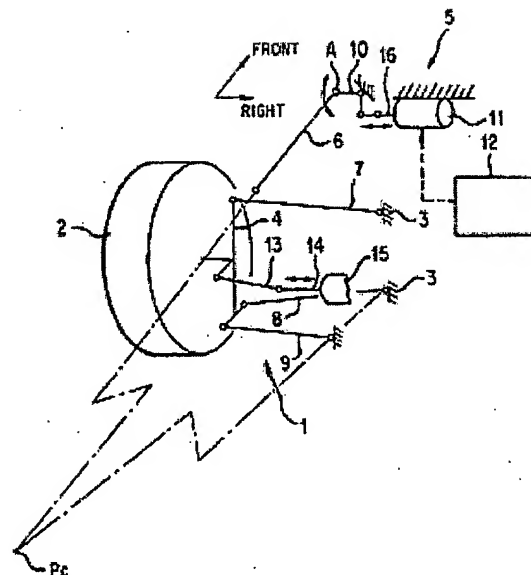
**Also published as:**

 US5351985 (A)

## **Abstract of DE4323024**

Suspension system consisting of a connecting linkage (1) arranged between the wheel support and the vehicle body. The arrangement allows the wheel to swivel about a central axis relative to the body.

A speed sensor or angular sensor (5) ensures that when negotiating a curve in the road the height of a momentary centre of a swivel movement of the wheel from the ground in relation to the degree of curvature is so altered that the height of a momentary centre swivel axis is maintained at a fixed height from the ground. **ADVANTAGE** - Improves the drive and handling characteristics and increases the tendency to understeer.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 43 23 024 A 1**

⑤ Int. Cl.<sup>5</sup>:  
**B 60 G 3/18**  
B 60 G 17/00  
B 62 D 17/00  
B 62 D 15/02

⑲ Aktenzeichen: P 43 23 024.5  
⑳ Anmeldetag: 9. 7. 93  
㉑ Offenlegungstag: 13. 1. 94

DE 43 23 024 A 1

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1  
09.07.92 JP 4-207594 09.07.92 JP 4-207595  
10.07.92 JP 4-207406 10.07.92 JP 4-207407

⑦1 Anmelder:  
Mazda Motor Corp., Hiroshima, JP

⑦4 Vertreter:  
Weber, O., Dipl.-Phys.; Heim, H., Dipl.-Ing.  
Dipl.-Wirtsch.-Ing., Pat.-Anwälte, 81479 München

⑦2 Erfinder:  
Ando, Fumitaka, Hatsukaichi, Hiroshima, JP;  
Edahiro, Takeshi, Higashihiroshima, Hiroshima, JP;  
Hirabayashi, Shigefumi, Hiroshima, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Aufhängungssystem für Kraftfahrzeuge

⑤7 Ein Radaufhängungssystem weist einen Gelenkmechanismus auf, der zwischen einem Radträger und einer Fahrzeugkarosserie angeordnet ist, zur Aufhängung des Radträgers an der Karosserie, so daß einem Rad, das mit einer Lenkung zusammenhängt, erlaubt wird, um eine Zentrumsachse bezüglich der Karosserie zu schwenken. Der Gelenkmechanismus wird veranlaßt, eine Höhe eines momentanen Schwenkzentrums des Rades vom Boden in Abhängigkeit von Kurvengraden, wie beispielsweise Lenkwinkel, zu ändern, so daß eine Höhe des Momentanzentrums in einer im wesentlichen festen Höhe vom Boden beibehalten wird.

DE 43 23 024 A 1

## Aufhängungssystem für Kraftfahrzeuge

## Hintergrund der Erfindung

## 1. Gebiet der Erfindung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Aufhängungssystem für ein Kraftfahrzeug, und im besonderen auf ein Kraftfahrzeugaufhängungssystem für Räder, die mit einer Lenkung zusammenhängen.

## 2. Beschreibung des Standes der Technik

Während ein Fahrzeug um eine Kurve fährt, ist die Fahrzeugkarosserie einer Zentrifugalkraft ausgesetzt. Da ein Roll- oder Wankzentrum der Fahrzeugkarosserie im allgemeinen unterhalb des Schwerpunktes der Fahrzeugkarosserie, an dem die Zentrifugalkraft auf die Fahrzeugkarosserie wirkt, angeordnet ist, wirkt die Zentrifugalkraft als ein Roll- oder Wankmoment, das den Abstand zwischen dem Schwerpunkt und dem Rollzentrum als eine Hebelarmlänge verwendet. Folglich gestattet ein Radaufhängungslenker- oder -Gelenkmechanismus zwischen der Fahrzeugkarosserie und einem während einer Kurve in einer äußeren Spur laufenden Rad, daß das äußere Rad springt oder einfedert; so daß die Fahrzeugkarosserie veranlaßt wird, sich in die Nähe des äußeren Rades zu bewegen.

Während das Fahrzeug beschleunigt, bremst oder eine Kurve fährt, wird eine direkt vorwärtsbewegende oder antreibende Kraft auf die Fahrzeugkarosserie am Schwerpunkt aufgebracht. Da das momentane Schwing- oder Schwenkzentrum eines Rades im allgemeinen unterhalb des Schwerpunktes angeordnet ist, an dem die direkte vorwärtsbewegende oder antreibende Kraft auf die Fahrzeugkarosserie wirkt, erzeugt die direkt vorwärtsbewegende oder antreibende Kraft ein Nickmoment, das proportional zu dem Abstand zwischen dem Schwerpunkt der Fahrzeugkarosserie und dem momentanen Schwingzentrum des Rades ist. Folglich verursacht das Fahrzeug aufgrund des Nickmomentes ein Anfahrnicken (Anti-Squat) während einem Beschleunigen und ein Ein- oder Abtauchen der Front während einem Bremsen, und ein diagonales Rollen während einer Kurvenfahrt.

Zum Zweck einer kurzen einführenden Erklärung wird auf die Fig. 1 und 2 Bezug genommen, wo ein momentanes Schwingzentrum P1 eines Vorderrades 100 (das im folgenden als ein Vorderrad-Momentanzentrum aus Gründen der Einfachheit bezeichnet wird) als ein Schnittpunkt verlängerter Linien von oberen und unteren Längslenkerhebeln 101 und 102 eines Vorderradaufhängungs-Gelenkmechanismus definiert wird, wenn der Wagen von der Seite betrachtet wird, und wo ein momentanes Zentrum P2 eines Hinterrades 103 (das im folgenden als ein Hinterrad-Momentanzentrum bezeichnet wird) in ähnlicher Weise definiert wird als ein Schnittpunkt verlängerter Linien von oberen und unteren Längslenkerhebeln 104 und 105 eines Hinterradaufhängungs-Gelenkmechanismus, wenn der Wagen von der Seite betrachtet wird. Der Vorderradaufhängungs-Gelenkmechanismus beherrscht seine Eigenschaft gegen Eintauchen in Abhängigkeit von dem Verhältnis der Höhe (H1) des Vorderrad-Momentanzentrums P1 vom Boden zu dem Abstand oder der Länge (L1) zwischen

der Mitte des Vorderrades und dem Vorderrad-Momentanzentrum P1. Des weiteren beherrscht der Vorderradaufhängungs-Gelenkmechanismus seine Eigenschaft gegen Anfahrnicken in Abhängigkeit von dem Verhältnis der Höhe (H2) des Hinterrad-Momentanzentrums P2 vom Boden zu dem Abstand oder der Länge (L2) zwischen der Mitte des Vorderrades und dem Vorderrad-Momentanzentrum P2. Es ist offensichtlich, daß eine Zunahme der Höhe (H1) des Vorderrad-Momentanzentrums P1 und eine Zunahme der Höhe (H2) des Hinterrad-Momentanzentrums P2 eine verstärkte Eigenschaft gegen Eintauchen des Fahrzeuges bzw. eine verstärkte Eigenschaft gegen Anfahrnicken des Fahrzeuges liefert.

Um die Kurvenfahreigenschaft des Fahrzeuges zu verbessern, indem ein Sturz oder ein Sturzwinkel eines Vorderrades in dem äußeren Weg oder der äußeren Spur bezüglich dem Boden während der Kurvenfahrt so klein wie möglich gegen Null eingestellt wird, wird eine Aufhängungsgeometrie verwendet, die eine Änderung im Sturz eines Vorderrades in der äußeren Spur, auch als äußerer Weg bezeichnet, relativ zu der Fahrzeugkarosserie liefert, wobei die Änderung aufgrund von Stößen oder Sprüngen des Vorderrades verursacht wird, so daß die Änderung gegen negativen Sturz hin abnimmt. Andererseits wird ein Nachlaufweg gemäß dem Grad des Nach-Außen-Springens vergrößert, um ein selbstausrichtendes Drehmoment zu verstärken, und ein Nachlaufwinkel wird vergrößert, um die Fahr- und Handlingeigenschaften zu verbessern und die Tendenz zum Untersteuern zu verstärken.

Wenn das Vorderrad springt oder einfedert, wie in Fig. 2 durch eine Linie mit Doppelpunkten dargestellt ist, werden der Nachlaufwinkel, d. h. die Neigung eines Lenkzapfens, und ein Nachlaufweg  $\epsilon$  vergrößert und gleichzeitig wird das Vorderrad-Momentanzentrum verlagert oder herabgezogen von einem Punkt P1 zu einem Punkt P1A. Diese Abwärtsverlagerung des Vorderrad-Momentanzentrums P1 des Vorderrades 100 verschlechtert die Eigenschaften, die gegen diagonales Rollen und gegen Abtauchen des Fahrzeuges wirken. Um die Leistung oder Funktion des Fahrzeuges beim Kurvenfahren zu verbessern, muß die Aufhängungsgeometrie, wie aus der obigen Beschreibung offensichtlich wird, gleichzeitig die Sturzeigenschaft während des Rollens bzw. Wankens und die Nachlaufeigenschaft während des Nickens realisieren.

Ein Beispiel eines solchen Vorderradaufhängungs-Gelenkmechanismus mit oberen und unteren Querlenkerhebeln ist beispielsweise aus der deutschen offengelegten Patentanmeldung DE 37 30 212 bekannt. Dieser in dieser Veröffentlichung beschriebene Vorderradaufhängungs-Gelenkmechanismus enthält ein Einstellmittel, um einen Gelenkpunkt des unteren Querlenkerhebels zu einer Fahrzeugkarosserie anzuheben, wenn die Fahrzeugkarosserie springt oder federt. Da der Gelenkpunkt des unteren Querlenkerhebels mittels äußerer Stöße, die während einer Kurvenfahrt verursacht werden, angehoben wird, wird mit dem Vorderradaufhängungs-Gelenkmechanismus die Absenkung des Rollzentrums der Fahrzeugkarosserie während einer Kurve reduziert, so daß eine verbesserte Kurvenfahrleistung des Fahrzeuges erzeugt wird.

Da die herkömmlichen Vorderradaufhängungen konstruiert und angepaßt sind, um den Nachlaufweg und Nachlaufwinkel eines Vorderrades aufgrund äußerer Stöße während einer Kurve zu vergrößern, ist jedoch eine Verringerung der vertikalen Position des momen-

tanen Zentrums eines Vorderrades in der äußeren Spur unvermeidlich, was in Abhängigkeit von Kurvengraden, d. h. von Kurvenradien oder Lenkwinkeln eines Lenkrades verursacht ist, so daß ein Nickmoment verstärkt wird, das zu einer Zunahme des diagonalen Rollens des Fahrzeuges führt. Aus diesem Grund kann es möglich sein, den Neigungswinkel des Längslenkers des Vorderadaufhängungs-Gelenkmechanismus zu vergrößern, um somit das Vorderrad-Momentanzentrum in eine höhere Position vom Boden anzuordnen. Falls der Längslenker in einem großen Winkel geneigt ist, wird jedoch zugelassen, daß die Fahrzeugkarosserie gegenüber der Straßenoberfläche sehr empfindlich ist. Dies führt zu verschlechterten Fahreigenschaften und verschlechtertem Komfort und zu der Schwierigkeit, eine gewünschte Nachlaufeigenschaft einzurichten. Obwohl die Stabilität der Fahrzeughaltung, die von der Eigenschaft gegen diagonales Rollen und gegen Abtauchen der Kraftfahrzeugkarosserie abhängt, beträchtlich verbessert ist, darf jedoch des weiteren ein Nachlaufwinkel nicht groß sein, so daß eine starke Tendenz zum Übersteuern während einer Kurvenfahrt besteht, was dann zu einer verschlechterten Fahr- oder Handlingstabilität führt.

Das in der oben erwähnten Veröffentlichung beschriebene Aufhängungssystem ist mit der Absicht strukturiert, das Rollzentrum der Kraftfahrzeugkarosserie anzuheben, und es überwacht oder steuert das Nicken der Fahrzeugkarosserie während Stößen oder Sprüngen nicht. Insbesondere verhält sich dieses Radaufhängungssystem in der gleichen oder ähnlichen Art in seiner Reaktion auf Stöße oder Einfederungen aufgrund einer Kurvenfahrt und Unebenheit der Straßenoberfläche während einer Geradeausfahrt, so daß die Stabilität des Geradeausfahrens wegen einer deutlichen Änderung im Sturz bezüglich des Bodens, die durch Unebenheit der Straßenoberfläche während einer Kurve verursacht ist, verloren geht.

#### Zusammenfassung der Erfindung

Es ist daher eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Aufhängungssystem bereitzustellen, das ein Nicken während einer Kurve verringern kann.

Es ist eine weitere Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Aufhängungssystem zu schaffen, das die Fahrzeuglagestabilität in einem Bereich kleiner Kurvengrade verbessern kann und einen großen Nachlaufwinkel in einem Bereich von großen Kurvengraden schaffen kann.

Es ist eine weitere Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Radaufhängungssystem bereitzustellen, das einen großen Nachlaufwinkel in einem Bereich großer Kurvengrade bereitstellen kann, sogar wenn das Aufhängungssystem eine Aufhängungsgeometrie für eine deutlich verbesserte Lagestabilität aufweist, wie z. B. die Eigenschaft gegen Eintauchen eines Fahrzeuges.

Die vorangehenden Aufgaben der vorliegenden Erfindung weg den durch Bereitstellung eines Aufhängungssystems gelöst, das einen Lenker- oder Gelenkmechanismus für ein Rad aufweist, welches mit einem Lenkungssystem eines Automobils zusammenhängt, und das zum Rotieren von einem Radtragteil gehalten wird. Der Gelenkmechanismus, der zwischen dem Radträger und einer Kraftfahrzeugkarosserie angeordnet ist, hält den Radträger an der Fahrzeugkarosserie aufgehängt, so daß der Radachse gestattet wird, um eine zentrale Achse relativ zu der Fahrzeugkarosserie zu schwenken oder schwingen. Ein Betätigungsmittel, beispielsweise

ein Elektromotor, bewirkt, daß der Gelenkmechanismus eine Höhe eines momentanen Schwenkzentrums des Rades oder der Radachse vom Boden gemäß Kurvengraden des Automobils, wie beispielsweise Kurvenradien oder Lenkwinkel, ändert, um eine Höhe der momentanen Schwenkzentrumsachse in einer im wesentlichen festen Höhe vom Boden zu halten. Falls die Radaufhängungsgeometrie die momentane Schwenkzentrumsachse an einen höheren Punkt vom Boden in einem statischen Zustand anordnet, bewirkt das Einstellmittel, daß der Gelenkmechanismus die momentane Schwenkzentrumsachse für ein Rad in einer äußeren Spur nach unten verschiebt und die momentane Schwenkzentrumsachse für ein Rad auf einer inneren Spur nach unten verschiebt, während die Räder um eine Kurve fahren. Falls die Radaufhängungsgeometrie in einem statischen Zustand die momentane Schwenkzentrumsachse auf einen niedrigen Punkt vom Boden anordnet, bewirkt das Einstellmittel, daß der Gelenkmechanismus die momentane Schwenkzentrumsachse für ein Rad auf einer äußeren Spur nach oben verschiebt und die momentane Schwenkzentrumsachse für ein Rad auf einer inneren Spur nach unten verschiebt, während die Räder um eine Kurve fahren. In diesem Beispiel soll der statische Zustand einen solchen Zustand bedeuten, daß ein Lenkrad betätigt oder gedreht wird, während das Fahrzeug steht.

Der Kurvengrad kann in verschiedenen Formen dargestellt sein, beispielsweise als ein Lenkwinkel, eine Querbeschleunigung eines Fahrzeuges, und als eine Kombination eines Lenkwinkels und einer Fahrzeuggeschwindigkeit.

Da der Aufhängungs-Gelenkmechanismus angepaßt ist, um die Höhen von momentanen Schwenkzentren von Rädern, die mit einer Lenkung zusammenhängen, gemäß den Kurvengraden zu ändern, wird eine optimale Radaufhängungsgeometrie während einer Kurvenfahrt realisiert.

Falls die Radaufhängungsgeometrie derart bemessen ist, daß sie einen großen Nachlaufwinkel während einer Kurve bereitstellt, während sie die Stabilität beim Geradeausfahren bei hohen Geschwindigkeiten aufrechterhält, wird das momentane Zentrum eines Rades in der äußeren Spur, das auf einem niedrigeren Punkt angeordnet ist, während einer Kurvenfahrt nach oben verlagert, und folglich wird ein Nickmoment verstärkt. Diagonales Rollen eines Fahrzeuges wird mit einer Zunahme an Nickmoment verstärkt, so daß die Eigenschaft gegen Abtauchen und die Eigenschaft gegen Anfahrnicken verschlechtert wird. Mit dem Radaufhängungssystem gemäß der vorliegenden Erfindung wird jedoch das momentane Zentrum eines Rades in der äußeren Spur gemäß Kurvengraden, wie beispielsweise Lenkwinkeln, verschoben, eine Zunahme des Nickmomentes in eine Abtauchrichtung, das wegen einer Zentrifugalkraft verursacht wird, wird verringert, so daß diagonales Rollen verringert wird, wodurch die Eigenschaft gegen Abtauchen bzw. Bremsnicken und die Eigenschaft gegen Anfahrnicken verbessert wird. Dies verbessert die Fahrqualitäten und sichert Fahrqualitäten während Kurvenfahrten mit insbesondere geringfügigen Kurvenradien.

Falls die Radaufhängungsgeometrie derart ausgelegt ist, daß eine verbesserte Eigenschaft gegen Abtauchen geschaffen wird, um die Lagestabilität der Fahrzeugkarosserie zu erzielen, wird andererseits das momentane Zentrum eines Rades in der äußeren Spur, das auf einem hohen Punkt angeordnet ist, während einer Kurve nach

unten verschoben, so daß ein großer Nachlaufwinkel während einer Kurve bereitgestellt wird. Folglich ist die Stabilität während einer Kurvenfahrt verbessert, während die Fahrzeuglagestabilität während einer Geradeausfahrt beibehalten wird.

#### Kurze Beschreibung der Zeichnungen

Die obigen und weitere Aufgaben und Merkmale der vorliegenden Erfindung werden aus der folgenden detaillierten Beschreibung mit Bezug auf bevorzugte Ausführungsbeispiele klar verständlich bei Betrachtung in Verbindung mit den beiliegenden Zeichnungen, in denen die gleichen Bezugszeichen verwendet worden sind, um die gleichen oder ähnliche Teile oder Elemente in allen Zeichnungen zu bezeichnen, und worin:

Fig. 1 eine schematische Darstellung ist, die Vorder- und Hinterrad-Momentanzentren zeigt;

Fig. 2 eine schematische Darstellung ist, die eine Bewegung eines Vorderrad-Momentanzentrums zeigt;

Fig. 3 eine perspektivische schematische Darstellung eines Radaufhängungs-Gelenkmechanismus eines Aufhängungssystems gemäß einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung ist;

Fig. 4 eine schematische Darstellung ist, die eine Bewegung des Momentanzentrums eines Rades in Zusammenhang mit einer Lenkung zeigt;

Fig. 5 ein Flußdiagramm ist, das die Steueroutine zur Höheneinstellung des Momentanzentrums darstellt;

Fig. 6 eine perspektivische Ansicht einer Variation eines Einstellmittels ist;

Fig. 7 eine perspektivische schematische Darstellung eines Radaufhängungs-Gelenkmechanismus eines Aufhängungssystems gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung ist;

Fig. 8 eine perspektivische schematische Darstellung eines Radaufhängungs-Gelenkmechanismus eines Radaufhängungssystems gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung ist;

Fig. 9 eine Seitenansicht des Radaufhängungssystems der Fig. 8 ist;

Fig. 10 eine Draufsicht des Radaufhängungssystems der Fig. 8 ist;

Fig. 11 eine perspektivische schematische Darstellung eines Radaufhängungs-Gelenkmechanismus eines Aufhängungssystems gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung ist;

Fig. 12 eine perspektivische schematische Darstellung eines Radaufhängungs-Gelenkmechanismus eines Aufhängungssystems gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung ist;

Fig. 13 eine perspektivische schematische Darstellung eines Radaufhängungs-Gelenkmechanismus eines Aufhängungssystems gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung ist;

Fig. 14 eine perspektivische schematische Darstellung eines Radaufhängungs-Gelenkmechanismus eines Aufhängungssystems gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung ist;

Fig. 15 eine graphische Darstellung ist, die die Verschiebung eines Momentanzentrums mit Bezug auf einen Lenkwinkel für das in den Fig. 3 bis 14 dargestellte Aufhängungssystem zeigt;

Fig. 16 eine graphische Darstellung ist, die eine Variation der Verschiebung eines Momentanzentrums mit Bezug auf einen Lenkwinkel für das in den Fig. 3 bis 14 dargestellte Aufhängungssystem zeigt;

Fig. 17 eine graphische Darstellung ist, die andere Va-

riationen der Verschiebung eines Momentanzentrums mit Bezug auf einen Lenkwinkel für das in den Fig. 3 bis 14 dargestellte Aufhängungssystem zeigt;

Fig. 18 eine schematische Darstellung ist, die eine Bewegung des Momentanzentrums eines Rades zeigt, das mit einer Lenkung zusammenhängt, wobei die Bewegung von einem Radaufhängungs-Gelenkmechanismus eines Aufhängungssystems gemäß einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung bereitgestellt wird;

Fig. 19 ein Flußdiagramm ist, das die Steueroutine für die Höheneinstellung des Momentanzentrums darstellt, die den Aufhängungsmechanismus der Fig. 18 durchführt;

Fig. 20 eine graphische Darstellung ist, die die Verschiebung eines Momentanzentrums mit Bezug auf einen Lenkwinkel für das in Fig. 18 dargestellte Aufhängungssystem zeigt; und

Fig. 21 eine graphische Darstellung ist, die eine Variation der Verschiebung eines Momentanzentrums mit Bezug auf einen Lenkwinkel für das in Fig. 18 dargestellte Aufhängungssystem zeigt.

#### Detaillierte Beschreibung des bevorzugten Ausführungsbeispiels

Da Radaufhängungssysteme und Lenkungssysteme wohl bekannt sind, wird die vorliegende Beschreibung im besonderen auf Elemente gerichtet, die einen Teil eines Radaufhängungs-Gelenkmechanismus des Aufhängungssystems gemäß der vorliegenden Erfindung bilden oder direkt mit diesem Mechanismus zusammenarbeiten. Es ist zu verstehen, daß Teile oder Elemente, die nicht spezifisch dargestellt oder beschrieben sind, unterschiedliche Formen annehmen können, die dem auf dem Automobilsektor tätigen Fachmann bekannt sind.

Der Ausdruck "Momentanzentrum", wie er hier verwendet wird, soll das Zentrum eines momentanen Schwenkens oder Schwingens bedeuten, wenn der Wagen von der Seite betrachtet wird.

Aus Gründen einer deutlichen Darstellung ist nur ein Radaufhängungssystem für ein Rad, das eine äußere Spur oder einen äußeren Weg einer Kurve nimmt, dargestellt, obwohl zu verstehen ist, daß Bewegungen eines Rades, das einen inneren Weg oder eine innere Spur einer Kurve nimmt, umgekehrt mit Bezug auf jene Bewegungen des äußeren Rades erscheinen.

Im Detail auf die Zeichnungen bezugnehmend und im besonderen auf die Fig. 3 bis 17 sind verschiedene Typen von Gelenkmechanismen eines Radaufhängungssystems gemäß einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt, in der momentane Zentren von mit der Lenkung zusammenhängenden Rädern, beispielsweise Vorderrädern in unteren Positionen zum bzw. vom Boden eingerichtet sind.

Bezugnehmend auf die Fig. 3 bis 5 weist ein Aufhängungssystem einen Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1 zur Verbindung eines Rades, beispielsweise eines linken Vorderrades 2, mit einer Karosserie 3 eines Kraftfahrzeuges und ein Einstellmittel 5 zur Verstellung eines Momentanzentrums  $P_c$  des Vorderrades 2 in Abhängigkeit von Lenkwinkeln auf. Dieser Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1 enthält einen oberen Längslenker 6 und einen unteren Querlenker 7, die beide mit einem oberen Ende eines Radtragteiles 4 verbunden sind. Der obere Längslenker 6 erstreckt sich von dem Radtragteil 4 nach vorne in einer Längsrichtung

der Fahrzeugkarosserie 3 und der andere, d. h. der obere Querlenker 7, erstreckt sich quer nach innen von dem Radtragteil 4. Des weiteren enthält der Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1 ein Paar unterer Querlenker 8 und 9, die mit einem unteren Ende des Radtragteiles 4 verbunden sind, die in der Längsrichtung der Fahrzeugkarosserie 3 getrennt sind und sich quer nach innen erstrecken. Innere Enden der oberen und unteren Querlenker 7, 8 und 9 sind direkt mit der Fahrzeugkarosserie 3 verbunden. Jedoch ist das vordere Ende des oberen Längslenkers 6 einwärts gebogen und mit einem L-förmigen Winkelhebel 10 verbunden, der von der Fahrzeugkarosserie 3 zur Rotation gehalten wird. Das Radtragteil 4 ist mit einer Lenkungsverbindung 14, die durch einen Kraftzylinder 15 unterstützt wird, durch eine Spurstange 13 verbunden.

Das Einstellmittel 5 enthält einen Betätiger 11, beispielsweise einen Elektromotor. Das Einstellmittel 5, das eine Ausgangswelle 16 aufweist, die mit einem Ende des Winkelhebels 10, das von dem oberen Längslenker 6 entfernt ist, verbunden ist, arbeitet derart, daß es den Winkelhebel 10 so schwenkt, daß der obere Längslenker 6 an dem vorderen Gelenkpunkt A aufwärts und abwärts in entgegengesetzte Richtungen bewegt wird. Das Einstellmittel 5 weist eine Steuereinrichtung 12 auf, beispielsweise einen Mikro-Computer, um zu bewirken, daß der Betätiger 11 in Abhängigkeit von Steuerwinkeln oder Lenkwinkeln eines Lenkrades (nicht dargestellt) arbeitet.

In dem Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1, der wie oben beschrieben strukturiert ist, sind verschiedene Konstruktions- und Auslegungsfaktoren etabliert worden, um einen Vorderradsturz gegenüber dem Boden von Null zu schaffen, während das Fahrzeug fährt; und die Höhe des Rollzentrums, die eine geringste Änderung in dem Vorderradsturz zu der Fahrzeugkarosserie für gewöhnliche während der Fahrt verursachte Stöße oder Einfederungen realisiert, und die Höhe eines Momentanzentrums des Vorderrades, die nach Stößen, wenn die Räder um die Kurve fahren, für einen großen Nachlaufwinkel nicht so weit vom Boden niedergehalten wird, stabilisieren Fahr- und Antriebsqualitäten, während das Fahrzeug geradeaus fährt, und Fahr- oder Komfortqualitäten.

Bezugnehmend auf Fig. 5, die ein Flußdiagramm ist, das eine Steueroutine zur Höheneinstellung eines Momentanzentrums für den Mikro-Computer der Steuereinrichtung 12 darstellt, startet die Flußdiagrammlogik und eine Steuerung führt direkt zu Schritt 1, wo verschiedene Steuerfaktoren eingelesen werden. Die bei diesem Schritt S1 eingelesenen Faktoren sind eine Fahrzeuggeschwindigkeit (V), die von einem Geschwindigkeitssensor (nicht dargestellt) erfaßt wird, ein Lenkwinkel ( $\Theta_H$ ), bei dem ein Lenkrad betrieben wird, und der von einem Winkelsensor (nicht dargestellt) erfaßt wird, und eine Rate bzw. Geschwindigkeit einer Lenkwinkeländerung ( $\delta\Theta_H$ ), die als ein Differenzialwert des Lenkwinkels ( $\Theta_H$ ) erhalten wird.

Anschließend wird bei Schritt S2 eine vertikale Verschiebung (Pto) des vorderen Gelenkpunktes A des oberen Längslenkers 6 in einer Verschiebungskarte gemäß dem Lenkwinkel ( $\Theta_H$ ) nachgeschlagen. Diese Verschiebungskarte, die mit Fahrzeuggeschwindigkeiten als einem Parameter erstellt worden ist, unterscheidet sich in dem Fall, daß das Vorderrad 2 einen äußeren Weg nimmt, von dem Fall, daß es einen inneren Weg nimmt. Genauer gesagt, ist die Verschiebungskarte für den inneren Weg derart erstellt, daß mit einer Zunahme

an Lenkwinkel ( $\Theta_H$ ) und mit einer Zunahme an Fahrzeuggeschwindigkeit (V) die vertikale Verschiebung (Pto) des vorderen Gelenkpunktes A des oberen Längslenkers 6 positiv verstärkt oder vergrößert wird, d. h. der obere Längslenker 6 wird an dem vorderen Gelenkpunkt A angehoben. Andererseits ist die Verschiebungskarte für den äußeren Weg derart eingerichtet, daß mit einer Zunahme an Lenkwinkel ( $\Theta_H$ ) und mit einer Zunahme an Fahrzeuggeschwindigkeit (V) die vertikale Verschiebung (Pto) des vorderen Gelenkpunktes A des oberen Längslenkers 6 negativ vergrößert wird, d. h. der obere Längslenker 6 wird an dem vorderen Gelenkpunkt A abwärts gezogen. Dies ergibt sich, da das Momentanzentrum Pc des vorderen Rades bestimmt ist als der Schnittpunkt der Verlängerung des oberen Längslenkers 6 und der Verlängerung einer Linie, die durch Punkte führt, an denen die unteren Querlenker 8 und 9 mit der Fahrzeugkarosserie 3 verbunden sind, und, wie vorher mit Bezug auf den in Fig. 1 dargestellten Stand der Technik erläutert worden ist, wenn das Vorderrad 2 auf dem Außenweg Stößen ausgesetzt ist, während sich die Räder um eine Kurve bewegen, wird das Momentanzentrum Pc des Vorderrades 2 herabgezogen bezüglich dem Momentanzentrum Pc des Vorderrades 2, während die Räder ohne jegliche Stöße geradeaus fahren. Dieses Herabziehen des Momentanzentrums Pc des Vorderrades 2 liefert eine Zunahme an Rollmoment und Nickmoment, was einer während dem Kurvenfahren verursachten Zentrifugalkraft und ähnlichem zuzuschreiben ist, so daß ein diagonales Rollen erzeugt wird.

Falls das Vorderrad 2 während einer Kurve auf dem äußeren Weg ist, verursacht ein beabsichtigtes Verschieben oder Herabziehen des vorderen Gelenkpunktes A des oberen Längslenkers 6 aus diesem Grund, wie in Fig. 4 dargestellt ist, ein Anheben der vertikalen Position des Momentanzentrums des Vorderrades 2 von Pc nach Pca. Folglich wird verhindert, daß das Momentanzentrum Pc, herabgezogen wird, so daß eine Zunahme an Nickmoment wegen einer Zentrifugalkraft verhindert wird, was zu einer Verbesserung der Eigenschaften gegen diagonales Rollen, gegen Abtauchen und gegen Durchrutschen oder Durchdrehen führt, und also zu einer Verbesserung der Antriebsqualitäten und Fahrqualitäten beim Kurvenfahren, insbesondere mit geringfügigen Kurvenradien. Falls das Vorderrad 2 während einer Kurve auf dem inneren Weg ist, und da es umgekehrte Bewegungen im Vergleich mit dem äußeren Rad erzeugt, wird andererseits der vordere Gelenkpunkt A des oberen Längslenkers 6 absichtlich angehoben, so daß die nach oben gerichtete Verschiebung des Momentanzentrums des inneren Rades 2 verringert wird.

In diesem Beispiel ist, wenn das äußere Rad während einer Kurve springt oder einfedert, das Momentanzentrum des äußeren Rades 2 einer abwärtigen Verschiebung ausgesetzt. Die absichtliche Verschiebung des Rades 2 wird relativ zu dem Schwenkzentrum des Rades bewirkt, wenn es in dem statischen Zustand ist. Demgemäß nimmt, wenn das Fahrzeug fährt, eine tatsächliche Verschiebung des Momentanzentrums Pc aus dem Schwenkzentrum in dem statischen Zustand ab.

Des weiteren bewirkt der Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1 keine Änderung der Position des vorderen Gelenkpunktes A des oberen Längslenkers 6 in der Längsrichtung mittels einer Einstellung durch das Einstellmittel 5, so daß eine Änderung von Nachlaufwegen aufgrund von Stößen verhindert wird. Folglich bleibt die vorgegebene Nachlaufeigenschaft, daß ein Nachlaufwinkel und Nachlaufweg entsprechend von



Stößen vergrößert werden, um eine Tendenz zum Untersteuern zu schaffen, auf Stöße hin unverändert, während die Räder eine Kurve nehmen.

Ein anderer Grund ist, daß mit Zunahme an Lenkwinkel ( $\Theta_H$ ) und Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V$ ) eine äußere Kraft, die auf die Fahrzeugkarosserie während einer Kurve wirkt, proportional mit einem Lenkwinkel ( $\Theta_H$ ) und dem Quadrat einer Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V$ ) zunimmt. Das Einstellmittel 5 verwendet den Lenkwinkel ( $\Theta_H$ ) und die Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V$ ) als Parameter, um einerseits den vorderen Gelenkpunkt A des oberen Längslenkers 6 des Vorderrads 2 in dem äußeren Weg während einer Kurvenfahrt herabzuziehen und andererseits den vorderen Gelenkpunkt A des oberen Längslenkers 6 des vorderen Rades 2 in dem inneren Weg während des Kurvenfahrens anzuheben, so daß die Momentanzentren beider Vorderräder in dem inneren und dem äußeren Weg in der im wesentlichen gleichen Höhe vom Boden eingestellt werden.

Nach dem Nachschlagen in den Verschiebungskarten bei Schritt S2 wird bei Schritt S3 eine Entscheidung getroffen, ob die Geschwindigkeit der Änderung des Lenkwinkels ( $\delta\Theta_H$ ) größer ist als eine spezifische Geschwindigkeit der Änderung des Lenkwinkels ( $\delta\Theta_{HO}$ ). Falls die Antwort auf die Entscheidung "nein" ist, dann liefert die Steuerung 12, nach Übertragen der vertikalen Verschiebungen Ptoi und Ptoo, die für die Vorderräder 2 an der Außenseite bzw. Innenseite bei Schritt S2 bestimmt worden sind, in Steuersignale Pti und Pto bei Schritt S5, die Steuersignale Pti und Pto an den Betätiger 11 des Einstellers 5 für den linken und rechten Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1 bei Schritt S6.

Falls jedoch die Antwort auf die bei Schritt S3 getroffene Entscheidung "ja" ist, zeigt dies an, daß die Geschwindigkeit der Änderung des Lenkwinkels ( $\delta\Theta_H$ ) größer ist als die spezifische Geschwindigkeit der Änderung des Lenkwinkels ( $\delta\Theta_{HO}$ ) und folglich ist eine Zentrifugalkraft, der die Fahrzeugkarosserie ausgesetzt ist, größer als im Vergleich damit, wenn die Geschwindigkeit der Änderung des Lenkwinkels ( $\delta\Theta_H$ ) kleiner ist als die spezifische Geschwindigkeit der Änderung des Lenkwinkels ( $\delta\Theta_{HO}$ ), so daß dann die vertikalen Verschiebungen Ptoi und Ptoo, die für die Vorderräder 2 an der Außenseite bzw. Innenseite bei Schritt S2 bestimmt worden sind, multipliziert werden mit einem Koeffizienten  $\alpha$  und in Steuersignale Pti und Pto bei Schritt S4 übertragen werden. Danach liefert die Steuerung 12 die Steuersignale Pti und Pto an die Betätiger 11 der Einsteller 5 für den linken und rechten Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1.

Das Aufhängungssystem der vorliegenden Erfindung liefert einen Anstieg einer vertikalen Position des Momentanzentrums Pc des Vorderrades in dem äußeren Weg während des Kurvenfahrens bei einer Zunahme von Graden beim Kurvenfahren, und zwar von Lenkwinkeln, und eine Abnahme der Höhe der vertikalen Position des Momentanzentrums Pc des Vorderrades in dem äußeren Weg vom Boden wird verhindert, wenn der Grad des Kurvenfahrens, d. h. ein Lenkwinkel, größer wird. Folglich steuert das Aufhängungssystem diagonales Rollen der Fahrzeugkarosserie, so daß die Eigenschaften gegen Abtauchen und Anfahrnicken der Fahrzeugkarosserie verbessert werden und folglich die Betriebseigenschaften und der Fahrkomfort oder die Fahrqualität während insbesondere scharfen Kurven verbessert werden. Zusätzlich wird die Stabilität insbesondere beim Geradeausfahren mit hoher Geschwindigkeit beibehalten, wie sie mit der Aufhängungsgeome-

trie eingerichtet worden ist, da das Einstellmittel 5 derart arbeitet, daß es die Position des vorderen Gelenkpunktes A des oberen Längslenkers 6 gemäß dem Grad des Kurvenfahrens, d. h. des Lenkwinkels, einstellt und es jedoch auf Stöße und Rückschläge, die wegen der unebenen Straßenoberfläche während des Geradeausfahrens bei hoher Geschwindigkeit erzeugt werden, nicht empfindlich ist.

Der obere Längslenker 6 kann an seinem vorderen Ende mit einem Betätiger 11 verbunden sein, so daß er direkt von dem Betätiger 11, wie in Fig. 6 dargestellt, angehoben und heruntergezogen wird. Des Weiteren kann der Winkelhebel 10 durch jedes andere Verbindungsmittel ersetzt werden, um das vordere Ende des oberen Längslenkers 6 mit der Fahrzeugkarosserie 3 zu verbinden.

Bezugnehmend auf Fig. 7, die schematisch eine andere Art eines Aufhängungssystems gemäß dem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung darstellt, enthält ein Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1A obere bzw. untere Längslenker 6 und 20, die mit oberen bzw. unteren Enden eines Radtragteils 4 verbunden sind und sich nach vorne erstrecken, und obere und untere Querlenker 7 und 21, die mit dem oberen bzw. unteren Ende des Radtragteils 4 verbunden sind und sich quer nach innen erstrecken. Das Radtragteil 4 ist durch eine Spurstange 13 mit einer Lenkungsverbindung 14 verbunden, die durch einen Kraftzylinder 15 unterstützt wird. Diese oberen und unteren Längslenker 6 und 20 werden in vertikaler Position mittels oberer und unterer Einstellmittel 5A bzw. 5B eingestellt, die von einer Steuerung 12 gesteuerte obere und untere Betätiger 11A und 11B einschließen. Der obere Längslenker 6 ist an einem oberen vorderen Gelenkpunkt A mit einer vertikalen Ausgangswelle 11a eines oberen Betätigers 11A, wie beispielsweise einem Elektromotor, der an der Fahrzeugkarosserie 3 befestigt ist, verbunden. In ähnlicher Weise ist der untere Längslenker 20 an einem unteren vorderen Gelenkpunkt B mit der vertikalen Ausgangswelle 11b eines unteren Betätigers 11B, wie beispielsweise einem Elektromotor, der an der Fahrzeugkarosserie 3 befestigt ist, verbunden.

Das obere Einstellmittel 5A zieht den oberen Längslenker 6 an dem oberen vorderen Gelenkpunkt A abwärts, wenn das Vorderrad 2 auf dem äußeren Weg ist, und hebt ihn hoch, wenn das Vorderrad 2 auf dem inneren Weg ist entsprechend dem Grad des Kurvenfahrens. In ähnlicher Weise zieht das untere Einstellmittel 5B den unteren Längslenker 20 an dem unteren vorderen Gelenkpunkt B herab, wenn das Vorderrad 2 auf dem äußeren Weg ist, und hebt ihn an, wenn das Vorderrad 2 auf dem inneren Weg ist, entsprechend dem Grad des Kurvenfahrens.

Durch Herabziehen der oberen und unteren Längslenker 6 und 20 an ihren vorderen Gelenkpunkten A und B entsprechend dem Grad des Kurvenfahrens, wenn das Vorderrad 2 auf dem äußeren Weg ist, und durch ihr Anheben entsprechend dem Grad des Kurvenfahrens, wenn das Vorderrad 2 auf dem inneren Weg ist, wird eine Abwärtsbewegung des Momentanzentrums Pc des Vorderrads 2 verhindert und seine Höhe vom Boden wird unverändert gehalten. Gleichzeitig wird eine Zunahme der Lenkerlänge (die äquivalent ist zu dem Abstand L1 zwischen der Radmitte und dem Momentanzentrum Pc des in Fig. 1 dargestellten Vorderrades 2) überwacht und gesteuert, so daß sie im wesentlichen konstant gehalten wird.

Bezugnehmend auf die Fig. 8 bis 10, die schematisch



eine andere Art eines Aufhängungssystems gemäß dem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung darstellen, enthält ein Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1C verschiedene Verbindungs- oder Gelenkhebel, wie einen oberen Längslenker 6, einen oberen Hilfslenker 24, einen oberen Querlenker 7, ein Paar unterer Querlenker 8 und 9, und einen Hilfslenker 25. Der obere Längslenker 6 ist mit einem oberen Ende eines Radtragteiles 4 verbunden und erstreckt sich nach hinten. Der Hilfslenker 24, der in der vertikalen Richtung geneigt ist, verbindet das rückwärtige Ende des oberen Längslenkers 6 mit der Fahrzeugkarosserie 3. Der obere Querlenker 7 ist mit einem Arm 4b verbunden, der von der Mitte des Radtragteiles 4 nach hinten hervorsteht, und erstreckt sich quer nach innen. Die unteren Querlenker 8 und 9 sind mit einem unteren Ende des Radtragteiles 4 verbunden, so daß sie in einer korrekten Trennung in der Längsrichtung getrennt sind und sich quer nach innen erstrecken. Der Hilfslenker 25 ist an seinem hinteren Ende mit dem Hilfslenker 24 und an seinem vorderen Ende mit einem Arm 4a verbunden, der von dem Radtragteil 4 quer nach innen hervorsteht. Das Radtragteil 4 ist durch eine Spurstange 13 mit einer Lenkungsverbindung 14 verbunden, die von einem Kraftzylinder 15 unterstützt wird. Der Hilfslenker 24 und der Hilfslenker 25 bilden ein Einstellmittel 5c zur Einstellung des hinteren Gelenkpunktes C des oberen Längslenkers 6 in vertikaler Position entsprechend dem Grad des Kurvenfahrens, d. h. der Lenkwinkel.

Dieses Einstellmittel 5C arbeitet auf solche Weise, daß, wenn das Vorderrad 2 gelenkt wird, um sich in einen äußeren Weg, wie mit einem Pfeil 27 dargestellt, zu bewegen, der Hilfslenker 25 sich durch den Arm 4a nach hinten verschiebt, wobei er von einer Rückwärtsschwenkung oder Verschiebung des Hilfslenkers 24 begleitet wird, so daß der hintere Gelenkpunkt C des Hilfslenkers 25 angehoben wird. Folglich bewegt sich das Momentanzentrum Pco des Vorderrades 2 in dem äußeren Weg aufwärts. In diesem Beispiel bewegt sich das Momentanzentrum Pci des Vorderrades 2 auf dem inneren Weg abwärts. Dieser Einstellvorgang des Einstellmittels 5C erfolgt, wenn ein Lenkrad in einem statischen Zustand gedreht wird, d. h. während das Fahrzeug steht. Wenn das Fahrzeug fährt und sich um eine Kurve bewegt, so wird im allgemeinen das Vorderrad 2 in dem äußeren Weg Stößen in Abhängigkeit von Lenkwinkeln ausgesetzt sein, so daß das Momentanzentrum Pco des Vorderrades 2 in dem äußeren Weg herabgezogen wird. Wenn jedoch das Fahrzeug fährt und sich um eine Kurve bewegt, werden, da das Einstellmittel 5C den Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1 derart steuert, um zu verhindern, daß das Momentanzentrum Pco des Vorderrades 2 in dem äußeren Weg herabgezogen wird, die Momentanzentren Pco und Pci der Vorderräder 2 praktisch auf im wesentlichen konstanten vertikalen Höhen vom Boden gehalten.

Bezugnehmend auf Fig. 11, die eine andere Art eines Aufhängungssystems gemäß dem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung ist, enthält der Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1D verschiedene Lenkerhebel, wie z. B. vordere und hintere obere Querlenker 31 und 32, einen Hilfslenker 33, vordere und hintere, untere Querlenker 8 und 9, und einen Steuerlenkhebel 34. Die vorderen und hinteren, oberen Querlenker 31 und 32, die in der Längsrichtung getrennt sind, sind an ihren äußeren Enden mit dem oberen Ende eines Radtragteiles 4 mittels eines Schwenkhebels 30a verbunden. Der vordere, obere Querlenker 31 ist an seinem inneren

Ende direkt mit der Fahrzeugkarosserie 3 verbunden. Der hintere, obere Querlenker 32 ist des weiteren an seinem inneren Ende D mit der Fahrzeugkarosserie 3 durch einen Hilfslenker 33 verbunden. Die vorderen und hinteren, unteren Querlenker 8 und 9, die in der Längsrichtung getrennt sind, sind an ihren äußeren Enden mit dem unteren Ende des Radtragteiles 4 mittels eines Schwenkhebels 30B und an den anderen Enden direkt mit der Fahrzeugkarosserie 3 verbunden. Der Steuerlenkhebel 34 verbindet den Hilfslenker 33 mit dem vorderen Querlenker 31 in der Mitte. Der Hilfslenker 33 und Steuerlenkhebel 34 bilden ein Einstellmittel 5D zur Einstellung des hinteren Gelenkpunktes D des hinteren, oberen Querlenkers 32 in vertikaler Position gemäß dem Grad der Kurvenfahrt, d. h. der Lenkwinkel.

Wenn das Vorderrad 2 derart gesteuert wird, daß es sich in einen äußeren Weg bewegt, wie durch einen Pfeil 36 dargestellt ist, wird mit diesem Einstellmittel 5D, da das Vorderrad 2 in dem äußeren Weg um das Momentanzentrum der Rotation des Schwenkhebels 30D schwenkt, der vordere obere Querlenker 31 verschoben, was von einer Verschiebung des Steuerlenkhebels 34 in einer durch einen Pfeil 35a gezeigten Richtung begleitet wird. Folglich schwenkt der Hilfslenker 33 in eine Richtung gegen den Uhrzeigersinn bei Betrachtung von oben auf das Fahrzeug, so daß der hintere Gelenkpunkt D rückwärts nach oben gehoben wird, wie durch einen Pfeil 35b gezeigt ist. Dies bewirkt eine aufwärts gerichtete Verschiebung des Momentanzentrums Pco des Vorderrades 2 auf dem äußeren Weg. In diesem Beispiel ist das Momentanzentrum Pci des Vorderrades 2 auf dem inneren Weg abwärts verschoben. Dieser Einstellvorgang des Einstellmittels 5D wird durchgeführt, wenn ein Lenkrad gedreht wird, während das Fahrzeug steht. Wenn jedoch das Fahrzeug fährt, werden, da das Einstellmittel 5D den Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1 derart steuert, daß das Momentanzentrum Pco des Vorderrades 2 auf dem äußeren Weg daran gehindert wird, herabgezogen zu werden, die Momentanzentren Pco und Pci der Vorderräder 2 praktisch auf im wesentlichen konstanten vertikalen Höhen vom Boden gehalten.

Bezugnehmend auf Fig. 12, die ein Aufhängungssystem nach Art eines Dreiecklenkers gemäß dem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt, enthält ein Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1E vordere und hintere, obere Querlenker 38 und 39, die in der Längsrichtung getrennt sind, und vordere und hintere, untere Querlenker 8 und 9, die in der Längsrichtung getrennt sind. Die vorderen und hinteren, oberen Querlenker 38 und 39 sind an ihren äußeren Enden direkt mit einem oberen Ende eines Radtragteiles 4 durch einen oberen Schwenkhebel 30a und an ihren inneren Enden mit der Fahrzeugkarosserie 3 verbunden. In ähnlicher Weise sind die vorderen und hinteren, unteren Querlenker 8 und 9 an ihren äußeren Enden mit einem unteren Ende des Radtragteiles 4 durch einen unteren Schwenkhebel 30b verbunden. Der vordere, untere Querlenker 8 ist an einem anderen Ende direkt mit der Fahrzeugkarosserie 3 verbunden. Jedoch ist der hintere, untere Querlenker 9 an seinem inneren Ende E indirekt mit der Fahrzeugkarosserie 3 durch ein Einstellmittel 5E verbunden. Das Radtragteil 4 ist durch eine Spurstange 13 mit einer Lenkungsverbindung 14 verbunden, die von einem Kraftzylinder 15 unterstützt wird.

Das Einstellmittel 5E wird gebildet aus einer vertikalen Führungstange 41, die bezüglich der Fahrzeugkarosserie 3 stationär ist, aus einem Ring 42, der auf der

Führungsstange 41 zur Verschiebung und Drehung befestigt ist, und der mit dem hinteren, unteren Querlenker 9 an dem hinteren Gelenkpunkt E verbunden ist, und aus einem Hilfslenker 43, durch den der Ring 42 mit der Fahrzeugkarosserie 3 verbunden ist, so daß der hintere Gelenkpunkt E des hinteren, unteren Querlenkers 9 in vertikaler Position in Abhängigkeit von Kurvengraden, d. h. von Lenkwinkeln, eingestellt wird.

Wenn das Vorderrad 2 gelenkt wird, so daß es sich in einen äußeren Weg wendet, wie durch einen Pfeil 44 gezeigt, verschiebt sich bei diesem Einstellmittel 5E der hintere, untere Querlenker 9, wobei er durch ein Drehen und Ansteigen des Ringes 42 entlang der Führungsstange 41 begleitet wird. Als Ergebnis wird das Momentanzentrum Pco des Vorderrades 2 in dem äußeren Weg nach oben angehoben oder verschoben. Wie aus den vorhergehenden Ausführungsbeispielen offensichtlich ist, wird das Momentanzentrum Pci des Vorderrades 2 auf dem inneren Weg herabgezogen oder nach unten verschoben. Während das Fahrzeug fährt, steuert demgemäß das Einstellmittel 5E den Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1E, so daß verhindert wird, daß das Momentanzentrum Pco des Vorderrades 2 auf dem äußeren Weg herabgezogen wird und um gleichzeitig zu verhindern, daß das Momentanzentrum Pci des Vorderrades 2 auf dem inneren Weg angehoben wird, so daß die Momentanzentren Pco und Pci der Vorderräder 2 praktisch auf im wesentlichen konstanten vertikalen Höhen vom Boden gehalten werden.

Bezugnehmend auf Fig. 13, die ein Aufhängungssystem von der Art eines doppelten Dreiecklenkers gemäß dem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt, enthält ein Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1F vordere und hintere, obere Querlenker 38 und 39, die in der Längsrichtung getrennt sind, und vordere und hintere, untere Querlenker 8 und 9, die in der Längsrichtung getrennt sind. Die vorderen und hinteren, oberen Querlenker 38 und 39 sind an ihren äußeren Enden mit einem oberen Ende eines Radtragteiles 4 durch einen oberen Schwenkhebel 30a und an ihren inneren Enden direkt mit der Fahrzeugkarosserie 3 verbunden. In gleicher Weise sind der vordere und hintere, untere Querlenker 8 und 9 an ihren äußeren Enden mit einem unteren Ende des Radtragteiles 4 durch einen unteren Schwenkhebel 30b verbunden. In ähnlicher Weise ist der vordere, untere Querlenker 8 an einem anderen Ende direkt mit der Fahrzeugkarosserie 3 verbunden. Jedoch ist das innere Ende F des hinteren, unteren Querlenkers 9 mit einer Lenkungsverbindung 14 durch ein Einstellmittel 5F verbunden und wird für eine im wesentlichen senkrechte Bewegung von der Fahrzeugkarosserie 3 gehalten. Das Radtragteil 4 ist durch eine Spurstange 13 mit der Lenkungsverbindung 14 verbunden, die mit einem Kraftzylinder 15 zusammenarbeitet.

Das Einstellmittel 5F wird gebildet von einem Kurbelhebel 47, dessen eines Ende mit dem inneren Ende F verbunden ist, nämlich dem hinteren Gelenkpunkt des hinteren unteren Querlenkers 9, und von einem Hilfslenker 48, durch den der Kurbelhebel 47 mit einer Lenkungsverbindung 14 verbunden ist. Der Kurbelhebel 47 hat eine Schwenkwelle 47a, die sich in der Längsrichtung erstreckt und die zur Rotation von der Fahrzeugkarosserie 3 gehalten wird, einen Eingangshebel 47b, der sich im wesentlichen vertikal aufwärts erstreckt von dem hinteren Ende der Schwenkwelle 47a und mit dem hinteren Ende des Hilfslenkers 48 verbunden ist, und einen Ausgangshebel 47c, der sich quer nach innen von

dem vorderen Ende der Schwenkwelle 47a erstreckt und mit dem hinteren Gelenkpunkt F des hinteren, unteren Querlenkers 9 verbunden ist.

Bei diesem Einstellmittel 5F bewegt sich, wenn das Vorderrad 2 gelenkt wird, so daß es sich in einen äußeren Weg wendet, wie mit einem Pfeil 49 dargestellt ist, die Lenkungsverbindung 14 in eine mit einem Pfeil 49b dargestellte Richtung und wird dabei durch eine Drehung des Eingangshebels 47b des Kurbelhebels 47 in Gegenuhrzeigerichtung, wie durch einen Pfeil 49c dargestellt ist, begleitet. Folglich wird der hintere Gelenkpunkt F des hinteren, unteren Querlenkers 9 nach oben verschoben. Der hintere Gelenkpunkt F des hinteren, unteren Querlenkers 9 für das Vorderrad 2 auf dem inneren Weg verhält sich jedoch in umgekehrter Richtung, d. h. er wird nach unten verschoben. Dies bewirkt, daß das Einstellmittel 5F den Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1F derart steuert, daß das Momentanzentrum Pco des Vorderrades 2 auf dem äußeren Weg daran gehindert wird, herabgezogen zu werden und gleichzeitig zu verhindern, daß das Momentanzentrum Pci des Vorderrades 2 auf dem inneren Weg angehoben wird, so daß die Momentanzentren Pco und Pci der Vorderräder 2 praktisch auf im wesentlichen konstanten vertikalen Höhen vom Boden gehalten werden.

Bezugnehmend auf Fig. 14, die ein Aufhängungssystem nach Art eines Drucklenkers oder Federbeins gemäß dem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zeigt, enthält ein Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1G einen Drucklenker oder Federbein 50, der an seinem oberen Ende mit der Fahrzeugkarosserie 3 durch eine Tragfeder 51 und an seinem unteren Ende mit einem Radtragteil 4 mittels eines Einstellmittels 5G, das aus einem Schraubgelenkmechanismus besteht, verbunden ist. Des weiteren, enthält der Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1G vordere und hintere, untere Querlenker 8 und 9, die mit dem Einstellmittel 5G durch einen unteren Schwenkhebel 30b verbunden sind und sich quer nach innen erstrecken. Das Radtragteil 4 ist durch eine Spurstange 13 mit einer Lenkungsverbindung 14 verbunden, die von einem Kraftzylinder 15 unterstützt wird.

Dieses Einstellmittel 5G stellt die tatsächliche Höhe des Drucklenkers oder Federbeins 50 ein, die durch einen Abstand zwischen Verbindungspunkten 4UP und 4LP festgelegt ist, an denen der Drucklenker 50 mit der Fahrzeugkarosserie 3 bzw. dem Radtragteil 4 verbunden ist, so daß das Vorderrad-Momentanzentrum Pc des Vorderrades 2 nach oben und nach unten verschoben wird. In diesem Beispiel ist das Vorderrad-Momentanzentrum Pc festgelegt als ein Schnittpunkt einer geraden Linie 53, die durch Verbindungspunkte der vorderen und hinteren Querlenker 8 und 9 mit der Fahrzeugkarosserie 3 führt, und einer geraden Linie 54, die senkrecht zu dem Verbindungspunkt 4UP des Drucklenkers 50 mit der Fahrzeugkarosserie 3 verläuft.

Wenn die Vorderräder 2 gelenkt werden, bewirkt genauer betrachtet der Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1G des Vorderrades 2 in einem äußeren Weg, daß das Einstellmittel 5G die effektive Höhe des Drucklenkers 50 erhöht, wodurch das Vorderrad-Momentanzentrum Pc nach oben gezogen wird. Andererseits verursacht der Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1G des Vorderrades 2 auf einem inneren Weg, daß das Einstellmittel 5G die effektive Höhe des Drucklenkers 50 vermindert, wodurch das Vorderrad-Momentanzentrum Pc herabgedrückt wird. Mit diesem Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 1G wird das Herabdrücken

des Momentanzentrums Pco des Vorderrades 2 auf einem äußeren Weg in Abhängigkeit von Lenkwinkeln verhindert und gleichzeitig wird das Heraufziehen des Momentanzentrums Pci des Vorderrades 2 auf einem inneren Weg in Abhängigkeit von Lenkwinkeln verhindert. Demgemäß werden die Momentanzentren Pco und Pci der Vorderräder 2 praktisch auf im wesentlichen konstanten vertikalen Höhen vom Boden gehalten.

Eine ausführliche Beschreibung der Einstelleigenschaft eines Vorderrad-Momentanzentrums bezüglich des vorher beschriebenen Aufhängungssystems wird im folgenden mit Bezug auf die Fig. 15 und 16 vorgenommen.

Um die Fahr- oder Handlingstabilität und den Fahrkomfort während einer Geradeausfahrt insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten zu sichern und zu gewährleisten und um einen höheren Nachlauf gegen Stöße während einer Kurve zu bieten, sind im allgemeinen Aufhängungsgeometrien derart eingerichtet, daß die von Vorderrad-Momentanzentren relativ niedrig in vertikaler Position angeordnet werden. Jedoch liefert eine solche Aufhängungsgeometrie eine lineare Abwärtsverschiebung des Vorderrad-Momentanzentrums aufgrund von Stößen des Vorderrades.

Dagegen steuert oder unterdrückt das Aufhängungssystem der vorliegenden Erfindung, das die Einstellmittel 5, 5A bis 5G aufweist, die Abwärtsverschiebung des Momentanzentrums Pco eines Vorderrades auf einem äußeren Weg und die Aufwärtsverschiebung des Momentanzentrums Pci eines Vorderrades in einem inneren Weg in Abhängigkeit von Lenkwinkeln, so daß die Momentanzentren Pco und Pci der Vorderräder während einer Kurve im wesentlichen unverändert bleiben. Folglich überwacht und steuert, wie oben beschrieben, das Aufhängungssystem der vorliegenden Erfindung eine Zunahme an Nickmoment, so daß die Eigenschaften gegen diagonales Rollen, gegen Abtauchen und gegen Anfahrnicken verbessert werden, wodurch eine hohe Fahr- oder Handlingstabilität und einer hoher Fahrkomfort während einer Kurve, insbesondere mit dem kleinsten Grenzzadius, gefahren wird.

In jedem der oben beschriebenen Aufhängungssysteme, bei denen die Momentanzentren Pco und Pci der Vorderräder 2 in unteren Positionen zum Boden eingerichtet werden, werden die Verschiebungseigenschaften eines Momentanzentrums Pco eines Vorderrades auf einem äußeren Weg mit Berücksichtigung eines Momentanzentrums Pco des Vorderrades in einem statischen Zustand des Fahrzeuges wie folgt eingerichtet. Da die Verschiebungseigenschaften von Vorderrad-Momentanzentren zwischen einem Vorderrad auf einem äußeren Weg und einem Vorderrad auf einem inneren Weg invers zusammenhängen, ist die folgende Beschreibung auf ein Vorderrad auf einem äußeren Weg gerichtet.

Wie in Fig. 15 dargestellt ist, in der eine charakteristische Kurve der Verschiebung  $\delta H$  des Momentanzentrums Pco des äußeren Rades für einen bestimmten Lenkwinkel nur beispielsweise dargestellt ist, kann die Verschiebung  $\delta H$  des Momentanzentrums Pco des äußeren Rades derart eingerichtet werden, daß sie mit einer Zunahme an Lenkwinkel linear ansteigt.

Ansonsten kann, wie in Fig. 16 dargestellt ist, eine nichtlineare Verschiebung  $\delta H$  des Momentanzentrums Pco des äußeren Rades derart eingerichtet werden, daß die Gradation der Verschiebung  $\delta H$ , oder die Änderungsrate einer Verschiebung  $\delta H$ , des Momentanzentrums Pco des äußeren Rades in einem Bereich kleiner

Lenkwinkel klein ist, in einem Bereich mittlerer Lenkwinkel groß ist, und in einem Bereiche großer Lenkwinkel kleiner als in dem Bereich der mittleren Lenkwinkel. Dies ist so aufgrund des Wesens des Rollmoments und des Nickmoments, die beide mit einer Zunahme an durch das Fahrzeug entwickelter Zentrifugalkraft zunehmen. Das heißt, obwohl das Fahrzeug in einem Bereich kleiner Lenkwinkel nur eine geringe Zentrifugalkraft entwickelt, die daraufhin ein Rollmoment und ein Nickmoment an dem Fahrzeug erzeugt, wird jedoch die Zentrifugalkraft deutlich erhöht mit einer Zunahme an Lenkwinkel in einem Bereich mittlerer Lenkwinkel, so daß ein großes Rollmoment und ein großes Nickmoment erzeugt wird. Folglich ist das Fahrzeug großen Sprüngen oder Stößen ausgesetzt, so daß eine schnelle Abwärtsverschiebung des Außenrad-Momentanzentrums Pco verursacht wird. Um eine solche schnelle Abwärtsverschiebung des Außenrad-Momentanzentrums Pco aufzuheben oder auszugleichen und dadurch die Stabilität der Fahrzeuglage, d. h. der Eigenschaft gegen diagonales Rollen und gegen Abtauchen der Fahrzeugkarosserie, zu gewährleisten und zu sichern, ist die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums Pco derart eingerichtet, daß sie in dem mittleren Lenkungsbereich klein ist.

In dem Bereich großer Lenkwinkel wie in dem Bereich mittlerer Lenkwinkel verfügt das Fahrzeug über eine starke Tendenz einer Abwärtsverschiebung des Außenrad-Momentanzentrums Pco. Um jedoch große Nachlaufwinkel gegen Sprünge und Stöße durch Senkung der voreingestellten Nachlaufeigenschaft in gewissem Umfange und einen Untersteuereffekt durch Bereitstellung einer Zunahme an Steuer- bzw. Lenkkraft, d. h. ein notwendiges selbstausrichten des Drehmoment und die Art, wie der Wagen sich während einer Kurve verhält, zu realisieren, wird die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums Pco etwa weniger steil in dem Bereich großer Lenkwinkel im Vergleich mit dem Bereich mittlerer Lenkwinkel eingerichtet.

Des weiteren können verschiedene nichtlineare Verschiebungen  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums Pco gemäß Merkmalen der Fahr- und Antriebsseigenschaften eingerichtet werden.

Beispielsweise kann zur Verbesserung der Fahrstabilität zusätzlich zu der Stabilität der Fahrzeuglage die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums Pco vorzugsweise derart eingerichtet werden, so daß sie sich graduell ändert mit einer relativ hohen Rate in einem Bereich kleinerer Lenkwinkel und mit einer relativ geringen Rate in einem Bereich größerer Lenkwinkel, wie durch eine Kurve LL in Fig. 17 dargestellt ist, in der charakteristische Kurven bezüglich eines gewissen Lenkwinkels nur beispielhaft dargestellt sind. Diese graduelle Änderung in der Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums Pco ermöglicht es, einen großen Nachlaufwinkel in einem Bereich höherer Lenkwinkel bereitzustellen, so daß die Fahrstabilität während einer Kurve und auch eine deutliche Verbesserung der Stabilität der Fahrzeuglage, d. h. der Eigenschaft gegen Abtauchen und diagonales Rollen, bei hoher Geschwindigkeit in dem Bereich kleinerer Lenkwinkel verbessert wird.

Ansonsten kann in diesem Beispiel, wie durch eine Kurve LM in Fig. 17 gezeigt ist, die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums Pco derart modifiziert werden, daß sie entsprechend einer zunehmenden Änderung des Lenkwinkels von kleineren

Winkeln zu größeren Winkeln graduell abnimmt. Zusätzlich zur Erzeugung der verbesserten Stabilität der Fahrzeuglage während einer Kurve ermöglicht diese Modifikation geeignete Gradationen der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  einzurichten, um dem Fahren bei hoher Geschwindigkeit mit wenig Lenkung, bei Kurvenfahrt mittlerer Geschwindigkeit und einem Fahren bei geringer Geschwindigkeit und großer Lenkung gerecht zu werden.

Für Fahrzeuge mit Frontmotor und Heckantrieb, die eine Tendenz zum Übersteuern aufweisen, wie durch eine Kurve LN in Fig. 17 dargestellt ist, wird die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  vorzugsweise derart eingerichtet, daß die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  in einem Bereich kleinerer Lenkwinkel positiv ist, und in einem Bereich größerer Lenkwinkel negativ ist. In diesem Beispiel wird zusätzlich zu einer deutlichen Verbesserung der Stabilität der Fahrzeuglage, d. h. der Eigenschaft gegen Abtauchen und gegen diagonales Rollen, bei hoher Geschwindigkeit in dem Bereich kleinerer Lenkwinkel, ein großer Nachlaufwinkel während Kurvenfahrt bei größeren Lenkwinkeln schnell erzeugt.

Bei dem Aufhängungssystem, dessen Geometrie derart eingerichtet worden ist, um die Momentanzentren  $P_{co}$  und  $P_{ci}$  der Vorderräder 2 in relativ niedrigen Positionen vom Boden zu haben, da die Höhe des Momentanzentrums  $P_{co}$  des Vorderrades 2 in einem äußeren Weg vom Boden mit einer Zunahme des Kurvengrades zunehmend geändert wird, wird eine Abwärtsverschiebung des Momentanzentrums  $P_{co}$  des äußeren Vorderrades 2, die hauptsächlich durch Kurvenfahren verursacht wird, wesentlich verringert, so daß eine verbesserte Stabilität der Fahrzeuglage erzielt wird. Da die Gradation des Momentanzentrums  $P_{co}$  des äußeren Vorderrades 2 in dem Bereich kleinerer Lenkwinkel größer ist als in dem Bereich größerer Lenkwinkel, wird des weiteren die Fahrstabilität bei Kurven verbessert zusammen mit einer deutlichen Verbesserung der Stabilität an Fahrzeuglage oder Haltung, d. h. der Eigenschaft gegen Abtauchen und gegen diagonales Rollen, bei hoher Geschwindigkeit in dem Bereich kleinerer Lenkwinkel.

Da das Einstellmittel 5, das gemäß den Kurvengraden unterschiedlich arbeitet, nicht gegen bei Geradeausfahrt verursachte Stöße und Rückschläge wirkt, wird die Fahrstabilität, insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten für deren Ermöglichung die Aufhängungsgeometrie ausgelegt worden ist, ohne von Stößen und Rückschlägen aufgrund von Unebenheit oder Unregelmäßigkeiten der Straßenoberfläche beeinträchtigt zu werden.

Bezugnehmend auf die Fig. 18 bis 20 ist ein Aufhängungssystem gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt, das in dem mechanischen Aufbau dem in Fig. 3 dargestellten gleicht, mit Ausnahme, daß die Aufhängungsgeometrie Momentanzentren  $P_{co}$  und  $P_{ci}$  der Vorderräder, die in relativ hohen Positionen vom Boden eingerichtet sind, annimmt.

Bezugnehmend auf Fig. 18 in Verbindung mit Fig. 3 wird in einem Radaufhängungs-Gelenkmechanismus 5A' des Aufhängungssystems ein vorderer Gelenkpunkt A' eines oberen Längslenkers 6 schräg aufwärts und nach hinten sowie abwärts und nach vorne mittels eines Einstellmittels 5A' durch einen Winkelhebel 10 bewegt. Die Aufhängungsgeometrie des Aufhängungssystems nimmt auch einen Vorderradsturz gegenüber dem Bo-

den von Null an, während das Fahrzeug fährt, sowie eine Höhe des Rollzentrums in der Art, daß eine kleinste Änderung in dem Vorderradsturz gegenüber der Fahrzeugkarosserie 3 bei während der Fahrt verursachten gewöhnlichen Stößen oder Schlägen realisiert wird, und eine Höhe des Momentanzentrums des Vorderrades vom Boden in der Art, daß sie bedeutend größer ist als eine gewöhnliche Höhe zum Zweck verstärkter Wirkungen gegen Abtauchen und der Stabilität der Fahrzeuglage und Haltung, während das Fahrzeug geradeaus fährt.

In der Steueroutine für Betätigereinstellung für den Mikro-Computer des Steuermittels 12, die durch ein in Fig. 19 gezeigtes Flußdiagramm dargestellt ist, sind gemäß dieser Aufhängungsgeometrie Verschiebungskarten, die bei Schritt S2' nachgeschlagen werden, unterschiedlich eingerichtet gegenüber jenen, die in der in Fig. 5 gezeigten Steueroutine zur Betätigereinstellung für das Aufhängungssystem verwendet werden, das in den Fig. 3 und 4 dargestellt ist. Das heißt, eine Verschiebungskarte für ein Vorderrad auf einem inneren Weg wird derart eingerichtet, daß bei einer Zunahme an Lenkwinkel ( $\Theta_H$ ) und einer Zunahme an Fahrzeuggeschwindigkeit (V) die vertikale Verschiebung ( $P_{to}$ ) des vorderen Gelenkpunktes A des oberen Längslenkers 6 negativ vergrößert wird, d. h. der obere Längslenker 6 wird an dem vorderen Gelenkpunkt A abwärts gezogen. Andererseits wird eine Verschiebungskarte für ein Vorderrad auf einem äußeren Weg derart eingerichtet, daß bei einer Zunahme an Lenkwinkel ( $\Theta_H$ ) und einer Zunahme an Fahrzeuggeschwindigkeit (V) die vertikale Verschiebung ( $P_{to}$ ) des vorderen Gelenkpunktes A des oberen Längslenkers 6 positiv vergrößert wird, d. h. der obere Längslenker 6 wird an dem vorderen Gelenkpunkt A nach oben bewegt.

Dies ergibt sich daraus, daß wie mit Bezug auf den in Fig. 1 dargestellten Stand der Technik erklärt worden ist, wenn das Vorderrad 2 auf dem äußeren Weg Stößen ausgesetzt ist, während die Räder um eine Kurve fahren, das Momentanzentrum  $P_c$  des Vorderrades 2 von einem Punkt herabgezogen wird, den es einnimmt, während das Fahrzeug ohne jegliche Stöße geradeaus fährt. Da jedoch das Aufhängungssystem dieses Ausführungsbeispiels ausgelegt ist, um das Momentanzentrum  $P_c$  des Vorderrades 2 in einem deutlich hohen Punkt anzuordnen zur wesentlichen Verstärkung einer Wirkung gegen Abtauchen, so daß eine verbesserte Lagestabilität des Fahrzeuges geboten wird, ist es schwierig, die Wirkung eines großen Nachlaufwinkels nur durch ein Herabdrücken des Momentanzentrums  $P_c$  des Vorderrades 2 aufgrund von Stößen während einer Kurve zu gewährleisten.

Auf Grundlage der Wesensart, daß eine rückwärtige und aufwärtige Verschiebung des oberen Längslenkers 6 in dem vorderen Gelenkpunkt A' eine Kraft erzeugt, die eine Abwärtsverschiebung des Momentanzentrums  $P_c$  des Vorderrades 2, wie in Fig. 18 dargestellt, erzwingt, wird das Momentanzentrum  $P_c$  des Vorderrades 2 auf dem äußeren Weg mit Gewalt herabgezogen oder nach unten verlagert, in dem der obere Längslenker 6 gezwungen wird, sich rückwärts und nach oben in dem vorderen Gelenkpunkt A' mit dem Einstellmittel 5A' zu verlagern oder anzuheben, so daß der Nachlaufwinkel und somit der Nachlaufweg von  $C_t$  auf  $C_t + \Delta$  vergrößert wird, d. h., daß die Wirkung eines größeren Nachlaufwinkels bei einem Auftreten von Stößen oder Schlägen während einer Kurve realisiert wird, wobei dieser gewährleistet, daß die Fahr- oder Handlingstabi-

lität sogar während einer Kurve gesichert ist. Da andererseits das Vorderrad 2 in seiner Wirkung vollständig umgekehrt ist, wenn es auf dem inneren Weg ist als wenn es auf dem äußeren Weg ist, wird die Abwärtsverschiebung des Momentanzentrums  $P_c$  des Vorderrades 2 auf dem inneren Weg unterdrückt, indem der obere Längslenker 6 gezwungen wird, sich in dem vorderen Gelenkpunkt A' abwärts zu verschieben.

Da des weiteren mit zunehmendem Steuerwinkel ( $\Theta_H$ ) und zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit (V) eine äußere Kraft, die auf die Fahrzeugkarosserie während einer Kurve einwirkt, proportional zu einem Lenkwinkel ( $\Theta_H$ ) und dem Quadrat einer Fahrzeuggeschwindigkeit (V) zunimmt, sind die Verschiebungskarten wie in Fig. 19 vorgesehen.

Wie in Fig. 20 gezeigt ist, wird die Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  derart eingerichtet, daß sie sich nicht linear gemäß gelenkter Winkel ändert, so daß die Gradation der Verschiebung  $\delta H$ , oder die Änderungsrate der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$ , die negativ ist, in einem Bereich mittlerer Lenkwinkel größer ist als in einem Bereich kleinerer Lenkwinkel, und in dem Bereich mittlerer Lenkwinkel größer ist als in einem Bereich größerer Lenkwinkel. Das heißt, da das Fahrzeug annähernd geradeaus läuft bei manchmal hohen Geschwindigkeiten in dem Bereich kleinerer Lenkwinkel, daß die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  flach eingestellt wird, so daß das Einstellmittel 5A' gesteuert wird, um das Aufhängungssystem daran zu hindern, die Eigenschaft gegen Abtauchen zu schädigen, wodurch die Stabilität der Fahrzeuglage und Haltung gesichert wird. Vom Standpunkt der Bedeutung des Nachlaufwinkels während einer Kurve bei hohen Geschwindigkeiten wird die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  steil eingestellt, so daß große Nachlaufwinkel in dem Bereich mittlerer Lenkwinkel geschaffen werden, und sie wird steiler eingestellt, so daß noch größere Nachlaufwinkel, insbesondere in dem Bereich großer Lenkwinkel geschaffen werden. Diese steile Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  in dem Bereich großer Lenkwinkel kann eine Tendenz zum Untersteuern eines Fahrzeuges liefern, beispielsweise eines Fahrzeuges mit Frontmotor und Heckantrieb, das hauptsächlich eine Tendenz zum Untersteuern aufweist. Jedoch ist bei Fahrzeugen mit einer starken Tendenz zum Untersteuern die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  vorzugsweise weniger steil in dem Bereich großer Lenkwinkel als in dem Bereich mittlerer Lenkwinkel, um ein übermäßiges Untersteuern zu verhindern.

Bei dem Aufhängungssystem, dessen Geometrie eingerichtet worden ist, um die Momentanzentren  $P_{co}$  und  $P_{ci}$  der Vorderräder 2 zur Verstärkung der Stabilität der Fahrzeuglage, beispielsweise die Eigenschaft gegen Abtauchen, in hohen Positionen anzuordnen, weil ja das Momentanzentrum  $P_{co}$  des Vorderrades 2 auf einem äußeren Weg mit einer Zunahme in dem Kurvengrad weit abwärts verlagert wird, um einen vergrößerten Nachlaufwinkel zu schaffen, wird die Tendenz zum Untersteuern durch eine Zunahme eines selbstausrichtenden Drehmoments und einer Lenkkraft verstärkt, so daß dadurch die Fahr- oder Handlingstabilität für Kurven, insbesondere mit marginalen Kurvenradien, bereitgestellt wird.

Da das Einstellmittel 5A', das gemäß der Kurvengrade unterschiedlich arbeitet, nicht gegen normale Schlä-

ge und Rückstöße, die während einer Geradeausfahrt verursacht werden, wirkt, wird die Fahrstabilität insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten, für die die Aufhängungsgeometrie ausgelegt worden ist, beibehalten, ohne von Stößen und Rückschlägen aufgrund von Unebenheit oder Unregelmäßigkeiten der Straßenoberfläche beeinflusst zu werden. Da ein großer Nachlaufwinkel während einer Kurve mittels des Einstellmittels 5A' realisiert wird, kann des weiteren das Aufhängungssystem die Geometrie verwenden, die es gestattet, Momentanzentren von Vorderrädern in hohen Positionen vom Boden anzuordnen, so daß eine hohe Wirksamkeit gegen Abtauchen und eine hohe Stabilität der Fahrzeuglage und Haltung während einer Geradeausfahrt gewährleistet wird.

Des weiteren kann eine unterschiedliche nichtlineare Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  gemäß Merkmalen der Fahr- und Antriebseigenschaften eingerichtet werden.

Bezugnehmend auf Fig. 21, die charakteristische Kurven der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  in Bezug auf Lenkwinkel ( $\Theta_H$ ) zeigt, die bezüglich eines bestimmten Lenkwinkels nur beispielhaft abgebildet sind, wird die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  vorzugsweise derart eingerichtet, daß sie sich graduell ändert mit einer relativ hohen Rate in einem Bereich kleinerer Lenkwinkel und mit einer relativ geringen Rate in einem Bereich größerer Lenkwinkel, wie durch eine charakteristische Kurve HL dargestellt ist. Wegen der beträchtlich hohen Position des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  vom Boden wird, um die Fahrstabilität durch schnelles Absenken der Position des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  zu gewährleisten so daß ein vergrößerter Nachlaufwinkel geschaffen wird, eine große Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  für den Bereich kleinerer Lenkwinkel eingerichtet. Andererseits wird in dem Bereich größerer Lenkwinkel die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  kleiner eingerichtet, um eine übermäßige Abnahme in der Höhe in dem Außenrad-Momentanzentrum  $P_{co}$  zu verringern, wodurch ein gewisser Grad an Stabilität der Fahrzeuglage gesichert wird.

Ansonsten kann, wie durch eine charakteristische Kurve HM dargestellt, die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  modifiziert werden, so daß sie entsprechend einer zunehmenden Änderung eines Lenkwinkels von kleineren Winkeln zu größeren Winkeln graduell abnimmt. Diese Modifikation ermöglicht es, geeignete Gradationen der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  einzurichten, die einer Fahrt mit geringem Lenk ausschlag bei hohen Geschwindigkeiten, einer Kurvenfahrt bei mittlerer Geschwindigkeit und einer Fahrt mit großen Lenk ausschlägen bei niedrigen Geschwindigkeiten gerecht werden.

Wie durch eine charakteristische Kurve HN dargestellt ist, wird die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  vorzugsweise derart eingerichtet, daß die Gradation der Verschiebung  $\delta H$  des Außenrad-Momentanzentrums  $P_{co}$  negativ ist in einem Bereich kleinerer Lenkwinkel und positiv ist in einem Bereich größerer Lenkwinkel. Zusätzlich zu einer deutlichen Verbesserung der Stabilität der Fahrzeuglage wird in diesem Beispiel ein großer Nachlaufwinkel während Kurven bei größeren Lenkwinkeln schnell erzeugt, so daß die Fahrstabilität gesichert wird. Falls das



Fahrzeug eine starke Tendenz zum Untersteuern aufweist, wie beispielsweise Fahrzeuge mit Frontmotor und Heckantrieb, wird des weiteren die Tendenz eines übermäßigen Untersteuerns unterdrückt.

Es ist zu verstehen, daß, obwohl die vorliegende Erfindung detailliert mit Bezug auf ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel beschrieben worden ist, verschiedene andere Ausführungsbeispiele und Varianten für den Fachmann auftreten können, solche anderen Ausführungsbeispiele und Varianten fallen in den Bereich der Erfindung und sollen von den folgenden Ansprüchen abgedeckt sein.

#### Patentansprüche

1. Aufhängungssystem für ein Rad, welches mit einem Lenkungssystem eines Automobils zusammenhängt, und welches zur Rotation von einem Radtragteil gehalten wird, wobei das Aufhängungssystem enthält:

- ein Verbindungsmittel, das zwischen jedem Radträger und einer Karosserie eines Automobils angeordnet ist, zum Aufhängen des Radträgers an der Automobilkarosserie, so daß dem Rad gestattet wird, um eine Zentrumsachse relativ zu der Fahrzeugkarosserie zu schwenken; und
- ein Einstellmittel zum Bewirken, daß das Verbindungsmittel eine Höhe eines Momentanzentrums einer Schwenkung des Rades vom Boden in Abhängigkeit von Kurvengraden des Automobils derart ändert, daß eine Höhe einer momentanen Zentrumschwenkachse in einer im wesentlichen festen Höhe vom Boden gehalten wird.

2. Aufhängungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß es des weiteren einen Winkelsensor zur Bestimmung eines Lenkwinkels eines Lenkrades des Automobils entsprechend dem Kurvengrad enthält.

3. Aufhängungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellmittel einen Geschwindigkeitssensor zur Bestimmung einer Querschleunigung des Automobils entsprechend dem Kurvengrad enthält.

4. Aufhängungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellmittel einen Winkelsensor zur Bestimmung eines Lenkwinkels eines Lenkrades des Automobils als einen der Parameter des Kurvengrades und einen Geschwindigkeitssensor zur Bestimmung einer Geschwindigkeit des Automobils als einen weiteren der Parameter des Kurvengrades enthält.

5. Aufhängungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Verbindungsmittel einen Längslenker enthält, der sich in einer Längsrichtung der Automobilkarosserie erstreckt und an einem Ende mit dem Radtragteil und an einem anderen Ende mit der Automobilkarosserie verbunden ist, und daß ein Betätigungsmittel einen elektrisch bedienten Betätiger aufweist, der zwischen dem anderen Ende des Längslenkers und der Fahrzeugkarosserie angeordnet ist, zur Verschiebung des Längslenkers an dem anderen Ende nach oben und nach unten, so daß eine Höhe des Schwenkzentrums vom Boden in Abhängigkeit von Kurvengraden des Automobils geändert wird.

6. Aufhängungssystem nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Betätigungsmittel des weiteren einen Winkelsensor zur Bestimmung eines Lenkwinkels eines Lenkrades des Automobils entsprechend dem Kurvengrad enthält.

7. Aufhängungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Verbindungsmittel eine Querlenkereinrichtung enthält, die sich in einer Querrichtung der Automobilkarosserie erstreckt und an einem Ende mit dem Radtragteil und an einem anderen Ende mit der Automobilkarosserie verbunden ist, und daß das Betätigungsmittel einen elektrisch betätigten Betätiger enthält, der zwischen dem anderen Ende der Querlenkereinrichtung und der Kraftfahrzeugkarosserie angeordnet ist, zur Verschiebung der Querlenkereinrichtung an dem anderen Ende nach oben und nach unten, so daß eine Höhe des Schwenkzentrums vom Boden in Abhängigkeit von Kurvengraden des Automobils geändert wird.

8. Aufhängungsvorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Betätigungsmittel des weiteren einen Winkelsensor zur Bestimmung eines Lenkwinkels eines Lenkrades des Automobils entsprechend dem Kurvengrad enthält.

9. Aufhängungssystem nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Querlenkereinrichtung ein Paar von Querlenkern und einen Schwenkhebel enthält, durch den das Paar der Querlenker an einem Ende mit dem Radtragteil verbunden ist.

10. Aufhängungssystem nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Querlenker direkt mit der Fahrzeugkarosserie verbunden ist.

11. Aufhängungssystem nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Verbindungsmittel ein Federbein enthält das zwischen dem Radtragteil und der Fahrzeugkarosserie angeordnet ist, und eine Querlenkereinrichtung, die sich in einer Querrichtung der Automobilkarosserie erstreckt und an einem Ende mit dem Radtragteil und an einem anderen Ende mit der Automobilkarosserie verbunden ist, und daß das Betätigungsmittel einen mechanischen Betätiger enthält, der zwischen dem Radtragteil und dem Federbein angeordnet ist, zur Expansion und Kontraktion des Federbeins, so daß eine Höhe des Schwenkzentrums vom Boden in Abhängigkeit von Kurvengraden des Automobils geändert wird.

12. Aufhängungssystem nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß der mechanische Betätiger einen Schraubmechanismus enthält.

13. Aufhängungssystem für ein Rad, welches mit einem Lenkungssystem eines Automobils zusammenhängt, und welches zur Rotation von einem Radtragteil gehalten wird, wobei eine Aufhängungsgeometrie des Aufhängungssystems derart bemessen ist, daß eine Zentrumsachse einer Schwenkung des Rades in einer deutlich niedrigeren Position vom Boden für ein Geradeausfahren angeordnet ist, wobei das Aufhängungssystem enthält:

- ein Verbindungsmittel, das zwischen jedem Radträger und der Automobilkarosserie angeordnet ist, zur Aufhängung des Radtragteils an der Automobilkarosserie, so daß dem Rad gestattet wird, um die Zentrumsachse relativ zu der Automobilkarosserie zu schwenken; und
- ein Einstellmittel zum Bewirken, daß das Verbindungsmittel eine Aufwärtsverschie-

- bung einer momentanen Zentrumsachse einer Schwenkung des Rades vom Boden entsprechend einer Zunahme des Kurvengrades des Automobils gewährleistet, wenn das Rad auf einem äußeren Kurvenweg ist und eine Abwärtsverschiebung der momentanen Zentrumsachse einer Schwenkung des Rades vom Boden gemäß einer Zunahme des Kurvengrades des Automobils gewährleistet, wenn das Rad auf einem inneren Kurvenweg ist.
14. Aufhängungssystem nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Aufwärtsverschiebung und die Abwärtsverschiebung mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils linear zunehmen.
15. Aufhängungssystem nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Aufwärtsverschiebung und die Abwärtsverschiebung linear zunehmen mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils mit einer Gradation, die in einem Bereich mittlerer Kurvengrade größer ist als in einem Bereich kleiner Kurvengrade und in einem Bereich größerer Kurvengrade kleiner ist als in dem Bereich mittlerer Kurvengrade.
16. Aufhängungssystem nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Aufwärtsverschiebung und die Abwärtsverschiebung zunehmen mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils mit einer Gradation, die sich mit einer Rate in einem Bereich kleinerer Kurvengrade und gegenüber diesem Bereich kleinerer Kurvengrade in einem Bereich größerer Kurvengrade mit einer kleineren Rate ändert.
17. Aufhängungssystem nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Aufwärtsverschiebung und die Abwärtsverschiebung mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils mit einer Gradation zunehmen, die mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils graduell abnimmt.
18. Aufhängungssystem nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Aufwärtsverschiebung und die Abwärtsverschiebung mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils mit einer positiven Gradation zunehmen in einem Bereich kleinerer Kurvengrade und mit einer negativen Gradation in einem Bereich größerer Kurvengrade.
19. Aufhängungssystem für ein Rad, welches mit einem Lenkungssystem eines Automobils zusammenhängt, und welches zur Rotation von einem Radtragteil gehalten wird, wobei die Aufhängungsgeometrie des Aufhängungssystems derart bemessen ist, daß eine Zentrumsachse einer Schwenkung des Rades in einer deutlich hohen Position vom Boden angeordnet ist für ein Geradeausfahren, wobei das Aufhängungssystem enthält:
- ein Verbindungsmittel, das zwischen jedem Radträger und der Karosserie angeordnet ist, zum Aufhängen des Radtragteils an der Automobilkarosserie, so daß dem Rad gestattet wird, um die Zentrumsachse relativ zu einer Automobilkarosserie zu schwenken; und
  - ein Einstellmittel zum Bewirken, daß das Verbindungsmittel eine Abwärtsverschiebung einer momentanen Zentrumsachse einer Schwenkung des Rades vom Boden gemäß einer Zunahme des Kurvengrades des Automobils gewährleistet, wenn das Rad in einem äußeren Kurvenweg ist und eine Aufwärtsverschiebung der momentanen Zentrumsachse einer

Schwenkung des Rades vom Boden gemäß einer Zunahme des Kurvengrades des Automobils gewährleistet, wenn das Rad auf einem inneren Kurvenweg ist.

20. Aufhängungssystem nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Abwärtsverschiebung und die Aufwärtsverschiebung mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils linear zunimmt.
21. Aufhängungssystem nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Abwärtsverschiebung und die Aufwärtsverschiebung zunehmen mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils mit einer negativen Gradation, die kleiner ist in einem Bereich kleinerer Kurvengrade als in einem Bereich größerer Kurvengrade.
22. Aufhängungssystem nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Abwärtsverschiebung und die Aufwärtsverschiebung zunehmen mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils mit einer negativen Gradation, die schrittweise ausgehend von einem Bereich kleinerer Kurvengrade zu einem Bereich größerer Kurvengrade zunimmt.
23. Aufhängungssystem nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Abwärtsverschiebung und die Aufwärtsverschiebung zunehmen mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils mit einer negativen Gradation, die sich mit einer bestimmten Rate in einem Bereich kleinerer Kurvengrade und gegenüber diesem Bereich kleinerer Kurvengrade mit einer kleineren Rate in einem Bereich größerer Kurvengrade ändert.
24. Aufhängungssystem nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Abwärtsverschiebung und die Aufwärtsverschiebung zunehmen mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils mit einer negativen Gradation, die ausgehend von einem Bereich kleinerer Kurvengrade zu einem Bereich größerer Kurvengrade graduell abnimmt.
25. Aufhängungssystem nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Abwärtsverschiebung und die Aufwärtsverschiebung mit der Zunahme des Kurvengrades des Automobils mit einer positiven Gradation in einem Bereich kleinerer Kurvengrade und mit einer negativen Gradation in einem Bereich größerer Kurvengrade zunehmen.

Hierzu 15 Seite(n) Zeichnungen



FIG. 1

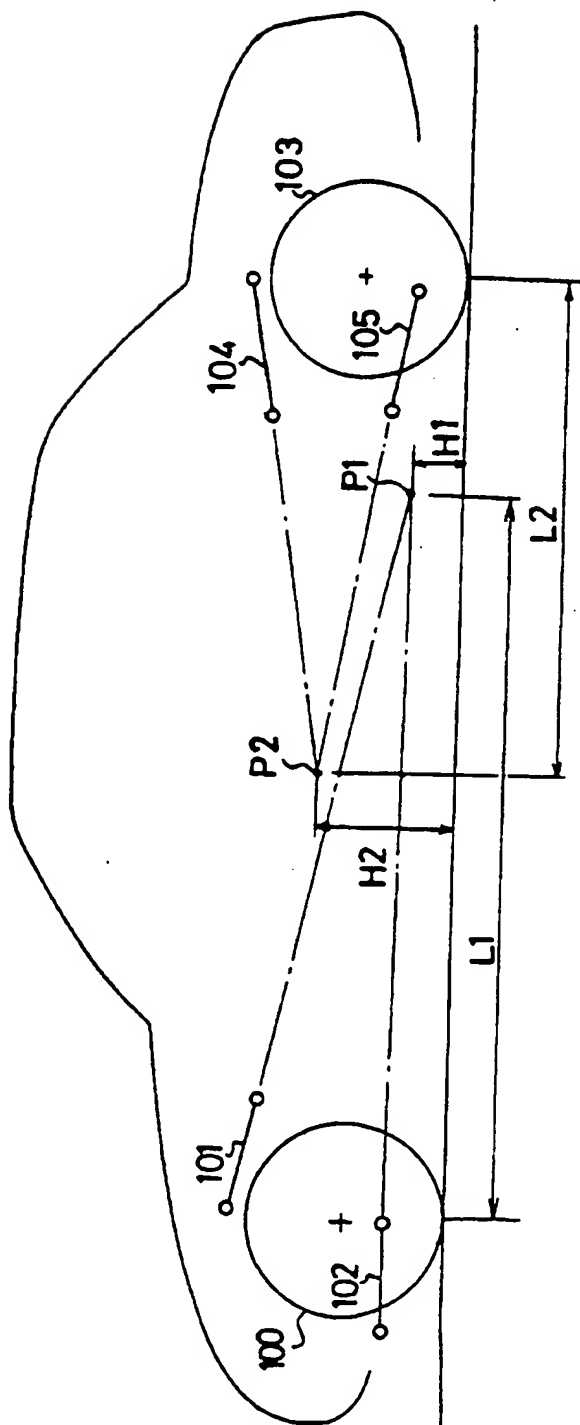


FIG. 2

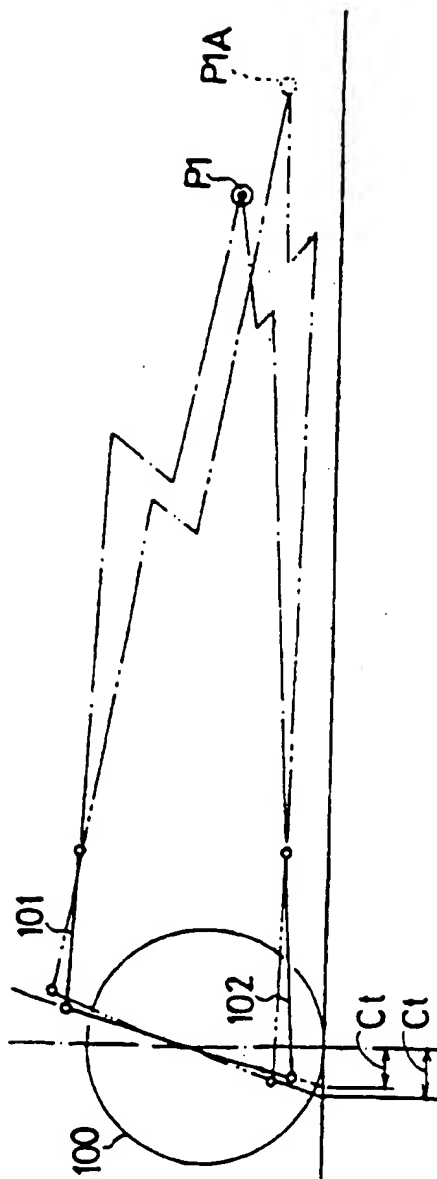


FIG. 3

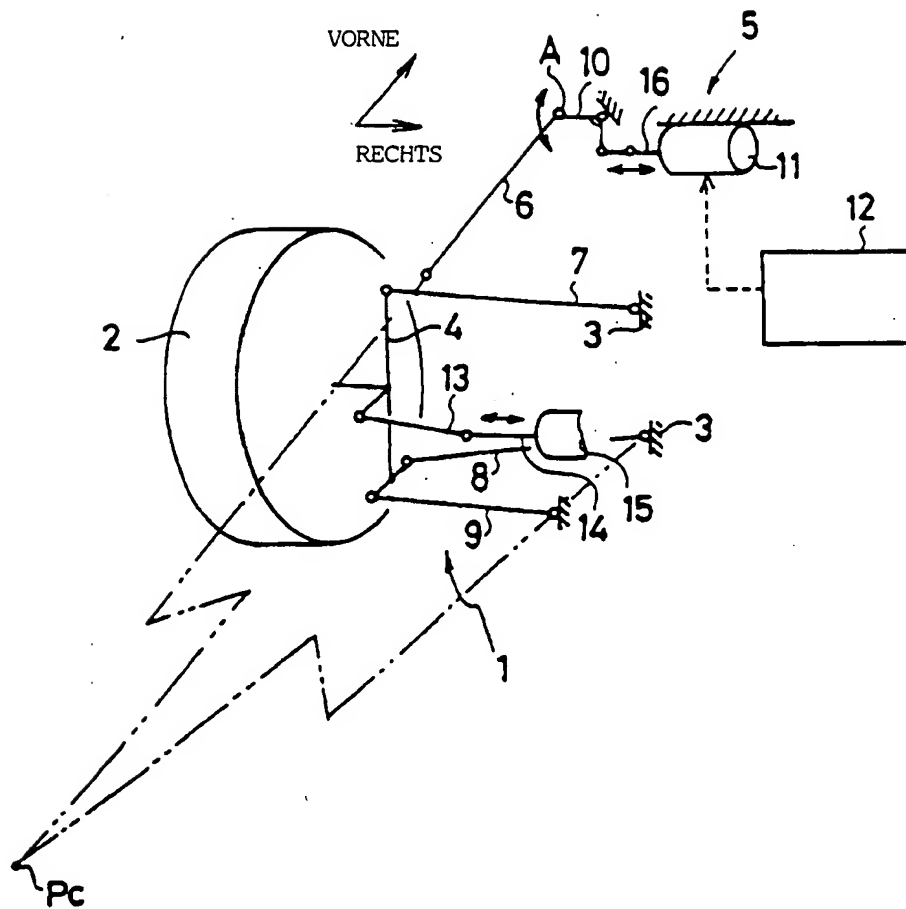




FIG. 5

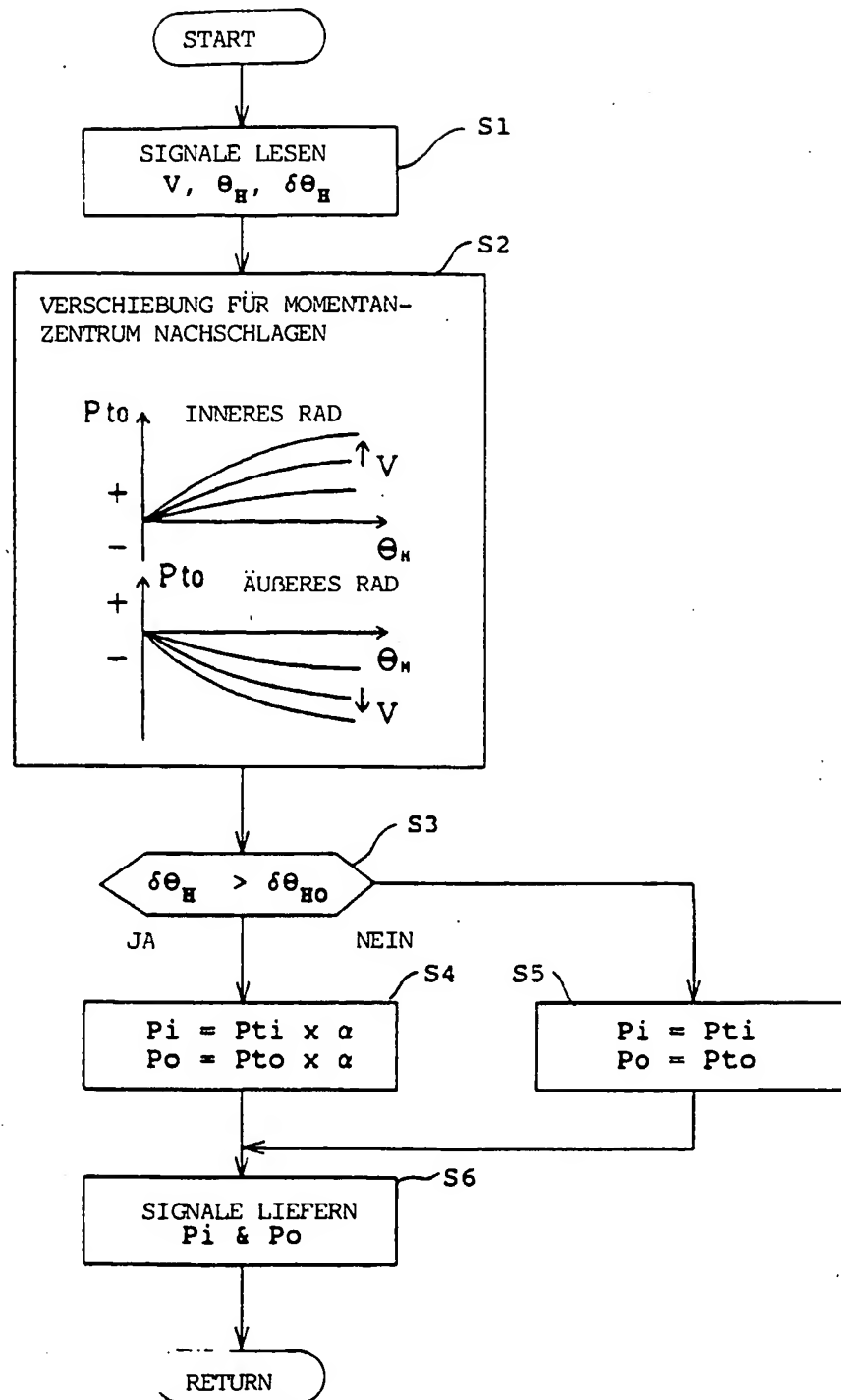


FIG. 6

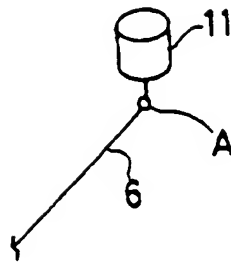


FIG. 7

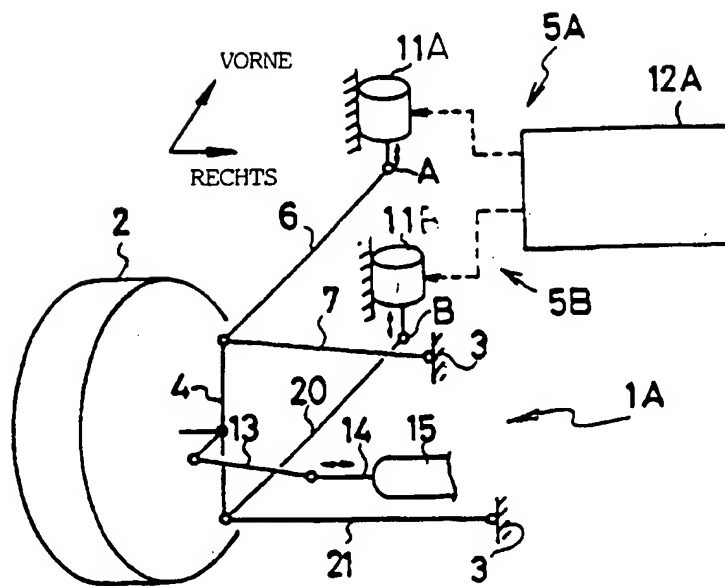


FIG. 8

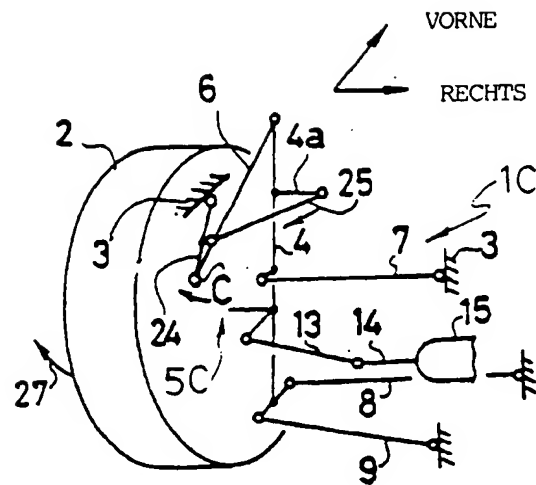


FIG. 9

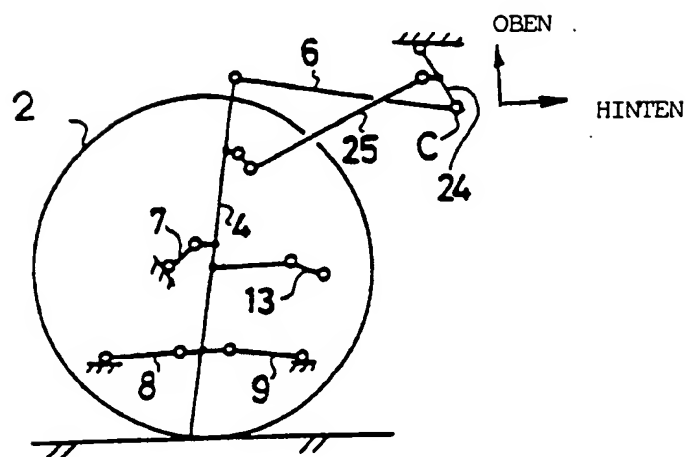




FIG. 10

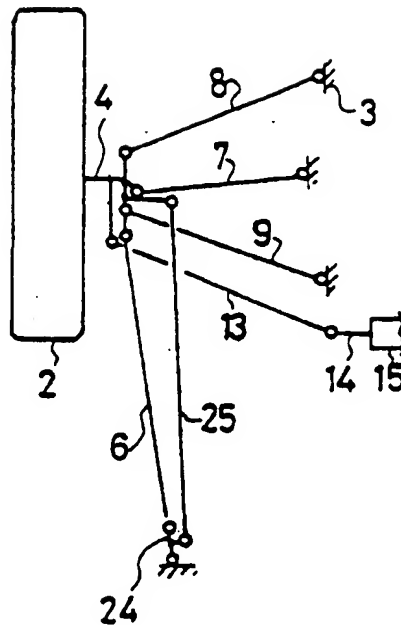


FIG. 11

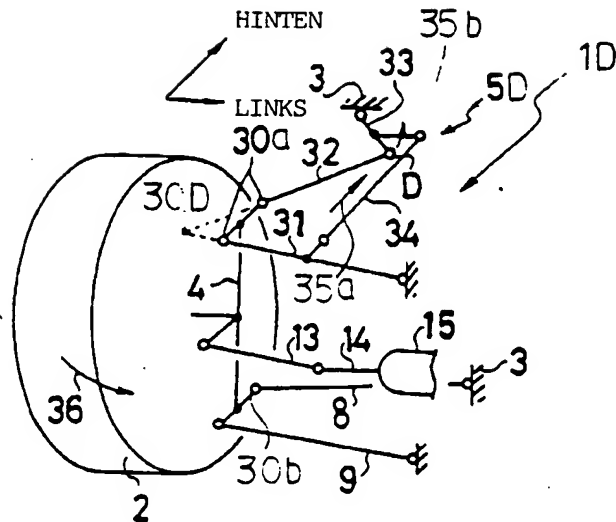


FIG. 12

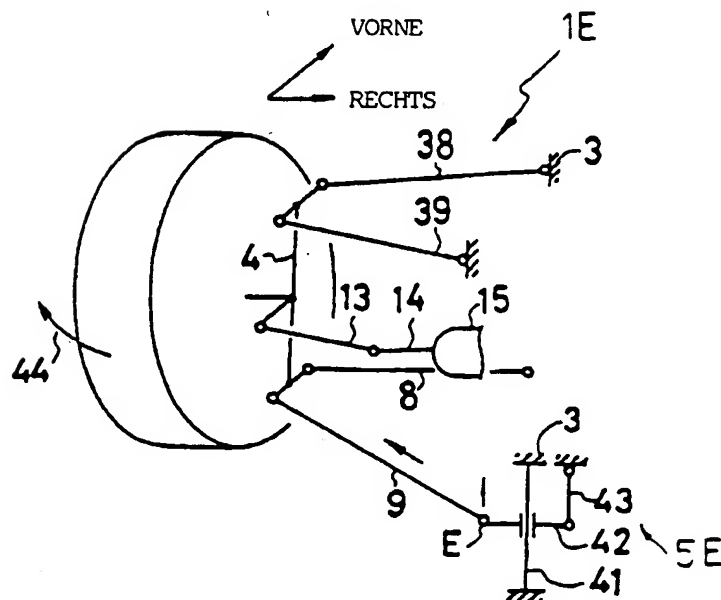


FIG. 13

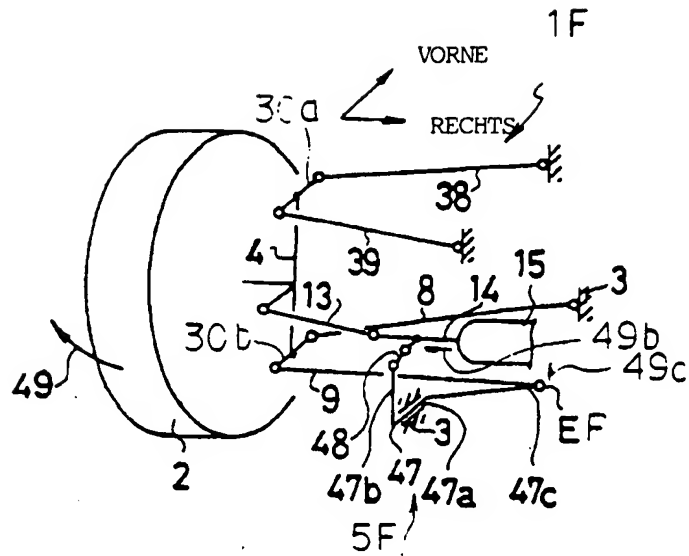


FIG. 14

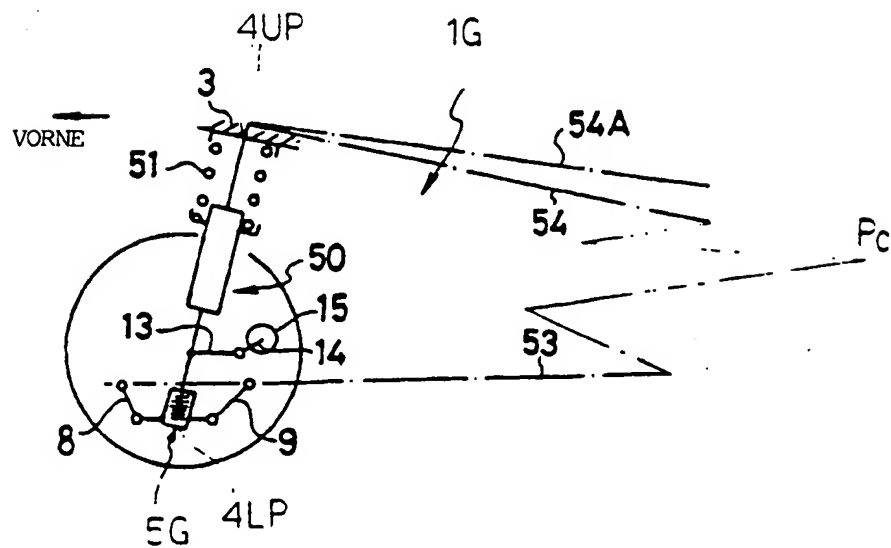


FIG. 15

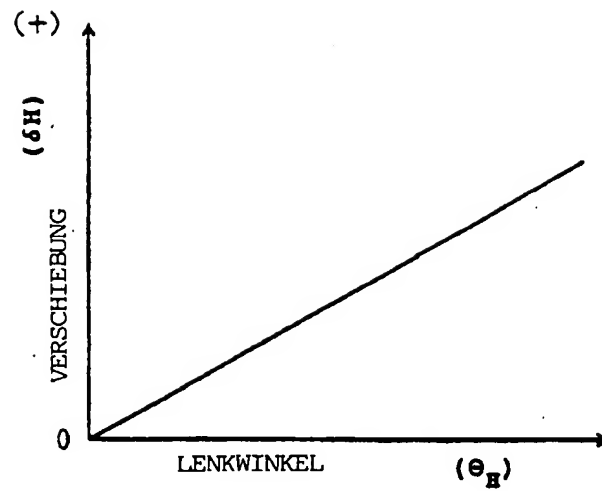


FIG. 16

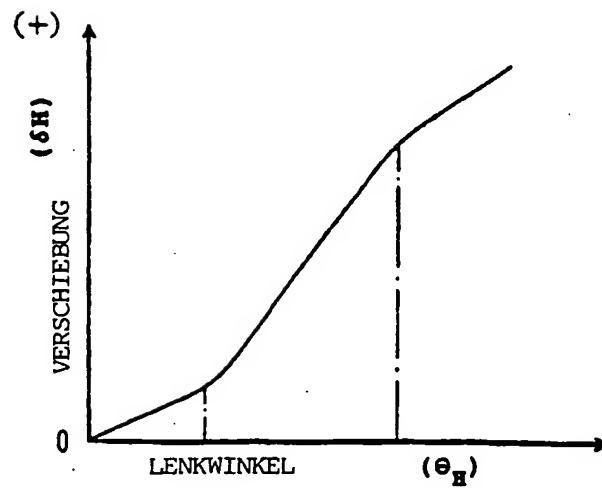


FIG. 17

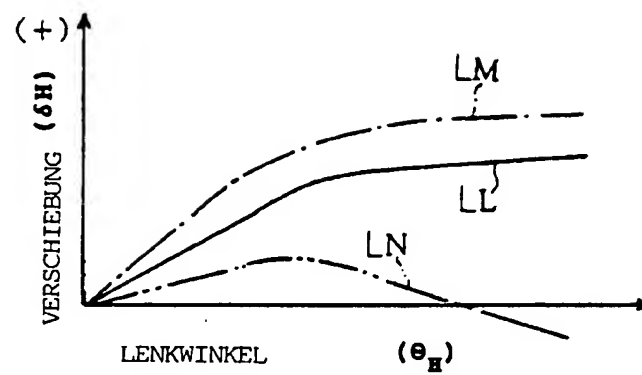




FIG. 19

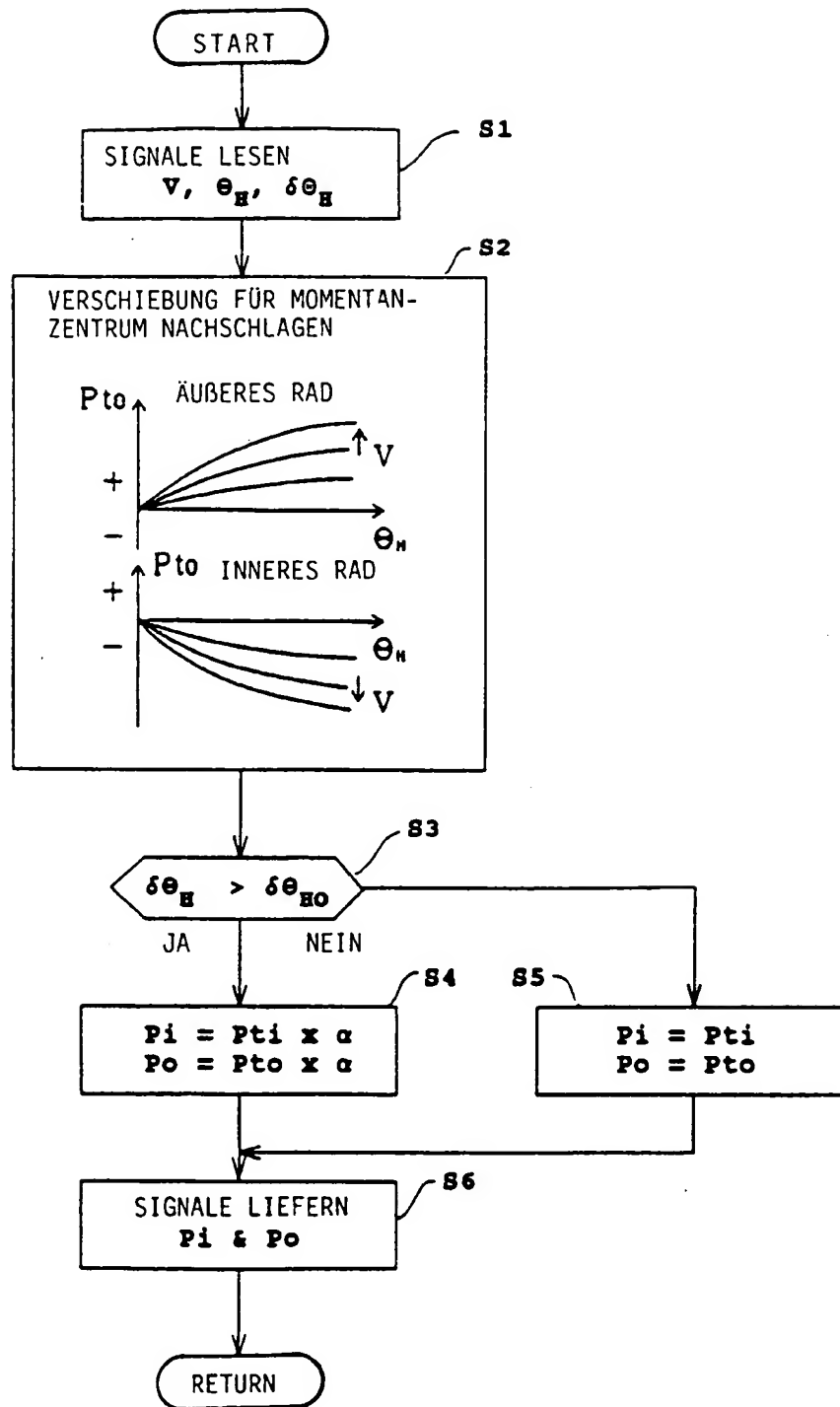




FIG. 20

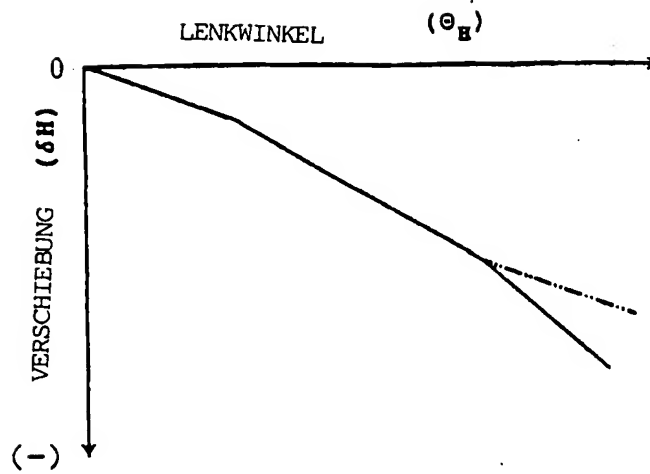


FIG. 21

